

**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**  
**BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY**



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**  
**ENERGETICKÝ ÚSTAV**

**FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING**  
**ENERGY INSTITUTE**

## **SOLÁRNÍ CHLADÍCÍ SYSTÉM**

SOLAR COOLING SYSTEM

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**  
MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

**Bc. JAN KLUSÁK**

**VEDOUCÍ PRÁCE**  
SUPERVISOR

**doc. Ing. JIŘÍ POSPÍŠIL, Ph.D.**

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2008/2009

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Jan Klusák

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Solární chladicí systém**

v anglickém jazyce:

### **Solar cooling system**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Náplní práce je problematika výroby chladu s využitím absorpčního oběhu poháněného tepelnou energií zachycenou solárními kolektory. Kombinace solárního systému a absorpčního oběhu vytváří systém vhodný pro výrobu chladu v období intenzivního slunečního svitu.

Cíle diplomové práce:

1. Uveďte možné principy solárních chladicích systémů.
2. Představte princip absorpčních oběhů, jejich základní prvky, členění, použitelné pracovní dvojice a základní provozní parametry.
3. Vypracujete projekční návrh absorpční chladicí jednotky s chladicím výkonem 6 kW.
4. Zpracujte návrh zapojení solárního chladicího systému s absorpční jednotkou.
5. Uveďte základní technicko-ekonomické srovnání solární chladicí jednotky s kompresorovou chladicí jednotkou.

Seznam odborné literatury:

R. Zarzycki, Absorption - fundamentals and applications, ISBN 008 040262 3  
Firemní materiály výrobců absorpčních jednotek.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 20.11.2008

L.S.

---

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.  
Ředitel ústavu

---

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

## **Abstrakt**

Práce je zaměřena na problematiku výroby chladu s využitím absorpčního oběhu poháněného tepelnou energií zachycenou solárními kolektory. Práci je možné rozdělit do několika hlavních částí. V první části práce je uveden obecný přehled možných principů solárních chladících systému. V další části následuje popis principu absorpčních oběhů. Praktická část řeší projekční návrh absorpční chladicí jednotky s chladicím výkonem 6 kW. Dále následuje návrh zapojení solárního chladicího systému s absorpční jednotkou. V závěrečné části je provedeno základní technicko-ekonomické srovnání solární chladicí jednotky s kompresorovou chladicí jednotkou.

## **Summary**

The work is focused on the issue of cold production using absorbent circulation driven by thermal energy solar collectors recovered. The work can be divided into several main parts. In the first part of this work is given an overview of the possible principles of solar cooling system. In the next section followed by a description of the principle of absorption cycles. In the practical part is solved design proposal absorption refrigeration units with a cooling power of 6 kW. This is followed by a proposal to link solar cooling system with the absorption unit. Final section is made of basic technical-economic comparison of solar refrigeration unit with the compressor refrigeration units.

## **Klíčová slova**

Solární chladicí systém, absorpční jednotka, solární kolektory, závěrečná práce, VUT v Brně.

## **Keywords**

Solar cooling system, absorption unit, solar collectors, master thesis, VUT Brno .

KLUSÁK, J. *Solární chladicí systém*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 80 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci na téma „Solární chladicí systém“ vypracoval samostatně a bez cizí pomoci. Vycházel jsem ze svých znalostí, odborných konzultací a doporučené literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2009

Jan Klusák

.....  
Podpis

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval všem, kteří mi pomohli při vypracování této diplomové práce, zejména pak vedoucímu diplomové práce Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D.

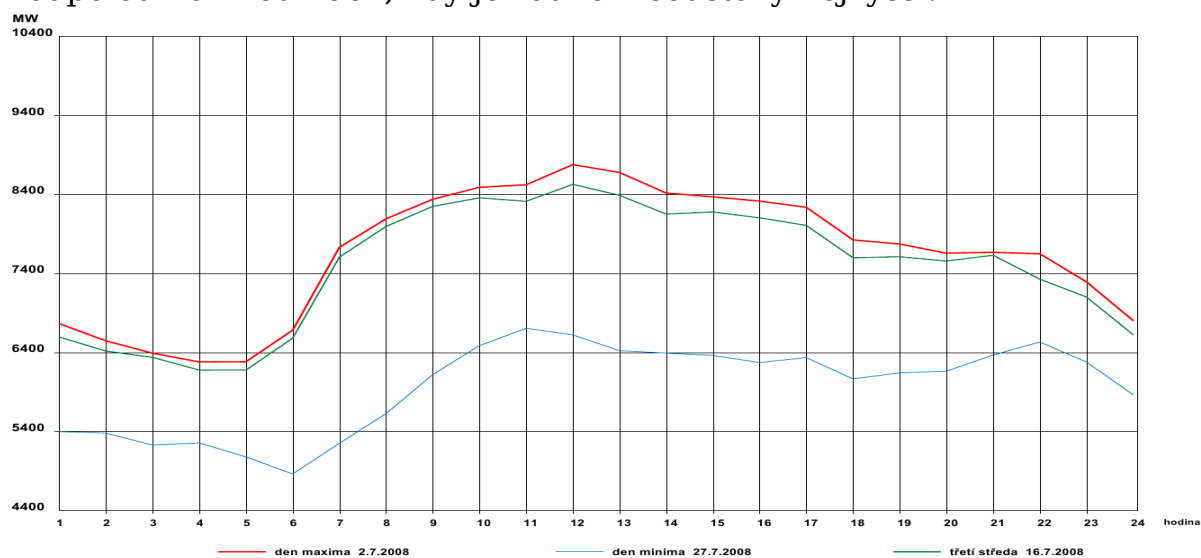
## **OBSAH:**

<b>1. Úvod</b>	<b>7</b>
<b>2. Možné principy solárních chladících systémů</b>	<b>9</b>
2.1 Základní popis některých principů chladících systémů	10
2.1.1 Systémy poháněné elektřinou z fotovoltaických panelů	10
2.1.2 Systémy poháněné teplem ze solárních kolektorů	13
<b>3. Absorpční chladicí zařízení</b>	<b>17</b>
3.1 Princip absorpčních oběhů a jejich základní prvky	18
3.2 Členění absorpčních oběhů	20
3.3 Základní provozní parametry absorpčních oběhů, jejich výhody a nevýhody	24
<b>4. Návrh absorpční chladicí jednotky s chladicím výkonem 6kW</b>	<b>25</b>
4.1 Základní bilance oběhu	27
4.2 Výpočet teplosměnných ploch	34
4.2.1 Tepelný výpočet kondenzátoru	35
4.2.2 Tepelný výpočet výparníku	39
4.2.3 Tepelný výpočet absorbéru	42
4.2.4 Tepelný výpočet desorbéru	45
<b>5. Návrh zapojení solárního chladicího systému s absorpční jednotkou</b>	<b>48</b>
<b>6. Základní technicko-ekonomické srovnání solární chladicí jednotky s kompresorovou chladicí jednotkou</b>	<b>52</b>
6.1 Solární chladicí systém - 1. varianta (20 kW) Investiční a provozní náklady	53
6.2 Solární chladicí systém - 2. varianta (200 kW) Investiční a provozní náklady	56
6.3 Kompresorový chladicí systém - 1. varianta (20 kW) Investiční a provozní náklady	59
6.4 Kompresorový chladicí systém - 2. varianta (100 kW) Investiční a provozní náklady	60
6.5 Porovnání investičních a provozních nákladu jednotlivých variant	61
6.6 Zlepšení ekonomiky provozu solárního systému jeho kombinací se systémem ohřevu TUV	64
6.7 Ekonomické zhodnocení chladicí jednotky po nahrazení solárních kolektorů kotlem na zemní plyn	67
<b>7. Závěr</b>	<b>68</b>
<b>8. Seznam použitých zdrojů</b>	<b>69</b>
<b>9. Seznam použitých zkratk a symbolů</b>	<b>70</b>
<b>10. Seznam příloh</b>	<b>75</b>

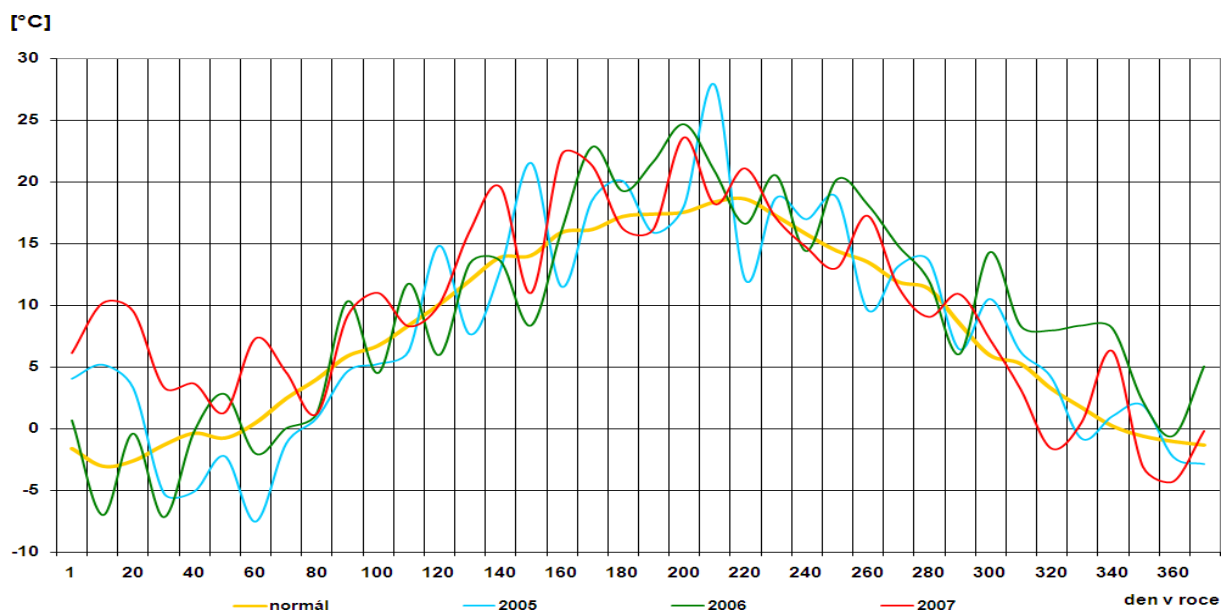
## 1. Úvod

S rostoucí okolní teplotou se zvyšuje i zatížením chladicích systému a tím i spotřeba energie těchto systémů. Největší zatížení je v letním období, ve kterém je nejsilnější sluneční záření. Z toho je patrná výhodnost využití solární energie pro chlazení. V období, kdy je největší potřeba chlazení, je této energie nejvíce.

Oproti klasickým, elektricky poháněným chladicím zařízením, mají solární chladicí systémy minimální nebo nulovou spotřebu elektrické energie. Nepřispívají tak k zatěžování elektrizační soustavy ve špičce v odpoledních hodinách, kdy je zatížení soustavy nejvyšší.



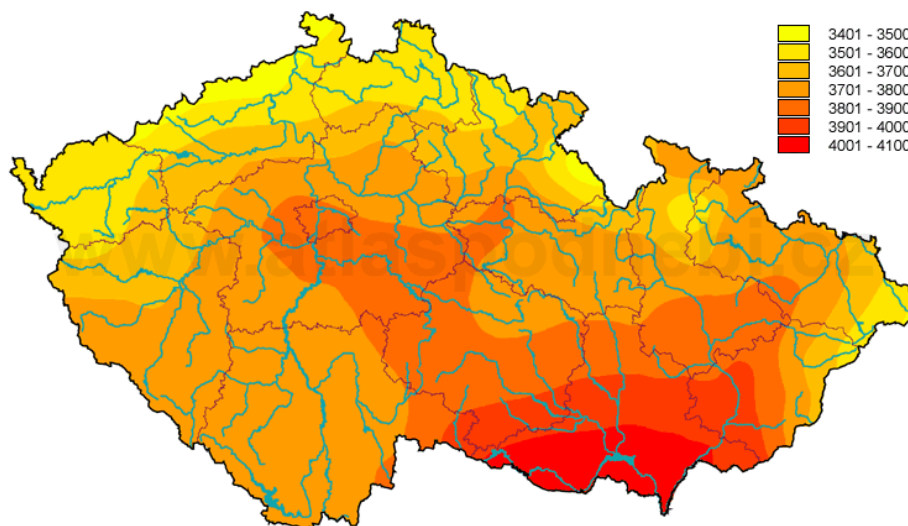
Obr. 1 - Denní diagram hodinových hodnot spotřeby (červenec 2008) [8]



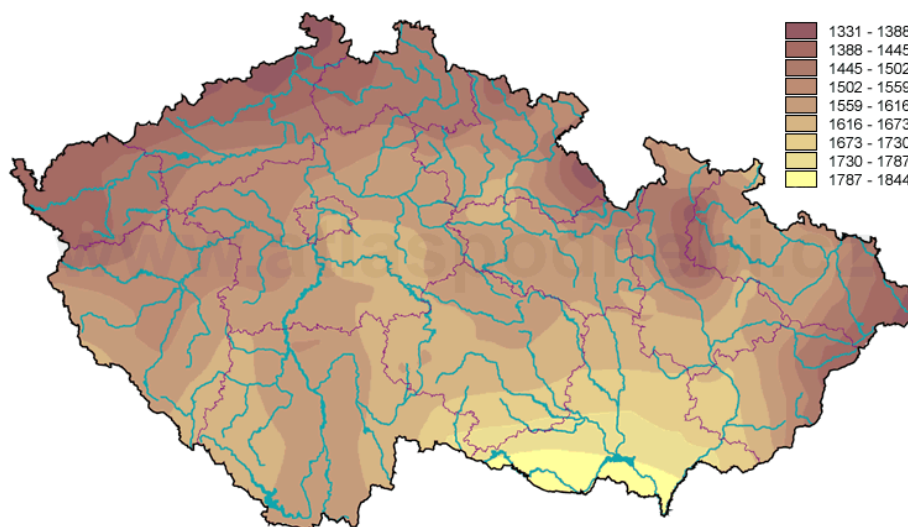
Obr. 2 - Průběh průměrných denních teplot a jejich porovnání s teplotním normálem [9]



Doba slunečního svitu v ČR se pohybuje okolo 1500 hodin za rok a jeho intenzita se pohybuje v rozmezí 950 - 1250 kWh/m<sup>2</sup> za rok. Přestože intenzita není na celém území stejná, je ve všech oblastech dostatečná pro využití v solárních chladících systémech.



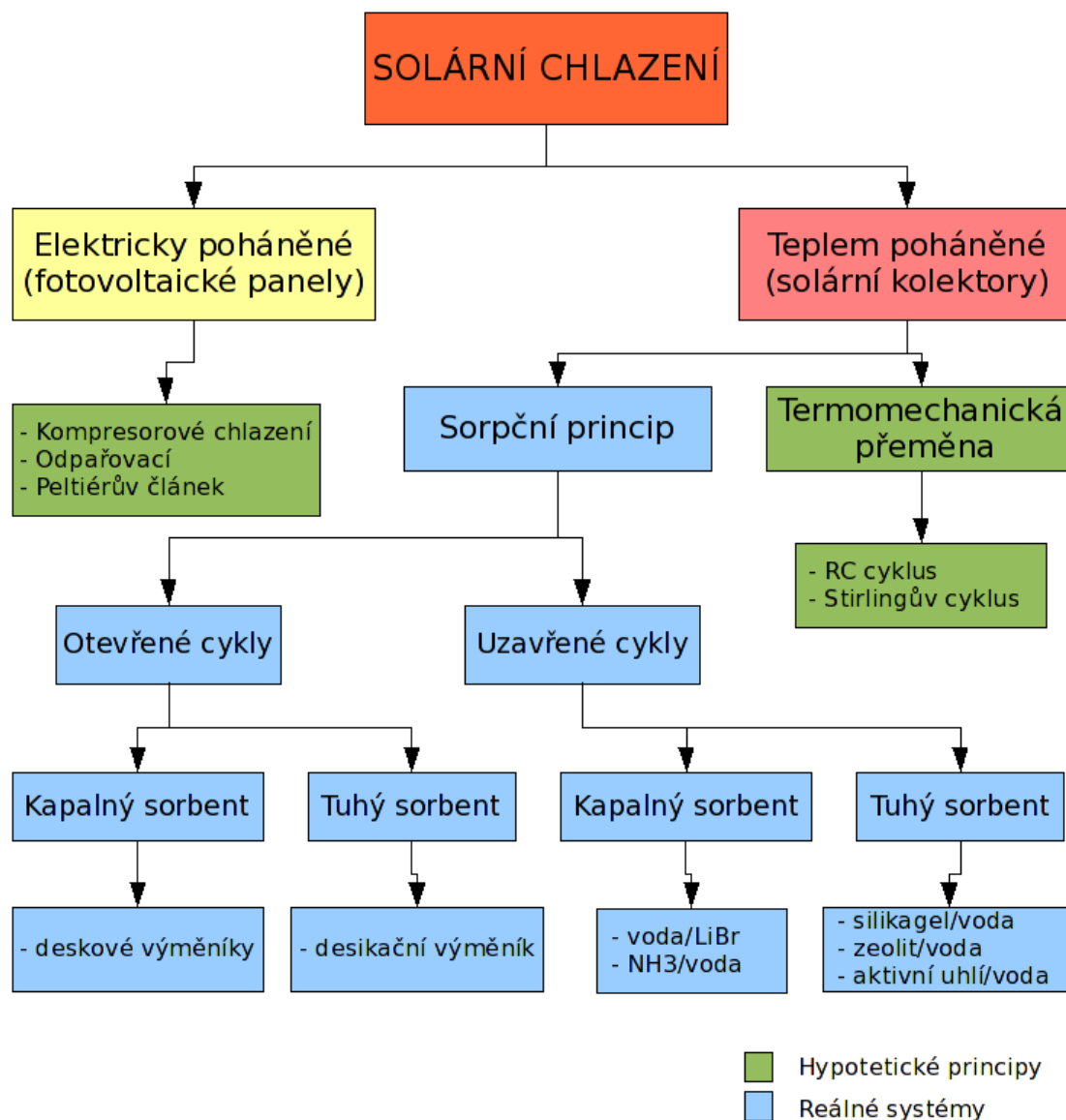
Obr. 3 - Průměrný roční úhrn globálního záření [MJ/m<sup>2</sup>] [10]



Obr. 4 - Průměrný roční úhrn doby trvání slunečního svitu [h] [10]

## 2. Možné principy solárních chladících systémů

Solární energii lze pro chlazení využít relativně mnoha způsoby. Některé principy se již dnes používají nebo jsou ve fázi výzkumu a vývoje. Jiné jsou pouze hypotetické a z praktického hlediska nevyužitelné. Přehled některých principů je na obrázku číslo 3.



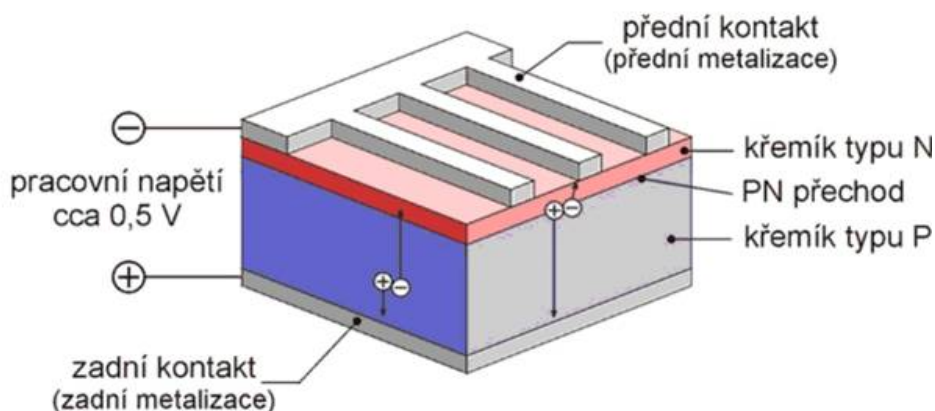
Obr. 5 – Možné principy solárních chladících systémů

## 2.1 Základní popis některých principů chladících systémů

### 2.1.1 Systémy poháněné elektrinou z fotovoltaických panelů

Chladicí systémy běžně napájené z rozvodné sítě jsou v tomto případě napájeny ze solárních panelů, skládajících se z fotovoltaických článků. Fotovoltaický článek je velkoplošná polovodičová součástka s alespoň jedním PN přechodem, která je schopná přeměňovat světlo na elektrickou energii. Využívá při tom fotovoltaický jev, při němž jsou elektrony uvolňovány z látky díky dopadajícímu elektromagnetickému záření (rentgenové záření, viditelné světlo,...). Tento jev může nastat v některých polovodičích (např. v křemíku, germaniu, galiu,...).

Fotovoltaický článek je tvořen nejčastěji tenkou destičkou z monokrystalu křemíku. Použit lze i polykrystalický materiál. Destička je z jedné strany obohacena atomy trojmocného prvku (např. bóru), z druhé strany atomy pětímocného prvku (např. arsenu). Když na destičku dopadnou fotony, záporné elektrony se uvolňují a zbývají kladně nabitě "díry". Přiložíme-li na obě strany destičky elektrody a spojíme je vodičem, začne protékat elektrický proud. Solární panel vznikne zapojením více článků vedle sebe (zvýšíme proud) a za sebou (zvýšíme napětí).



Obr. 6 - Fotovoltaický článek [11]

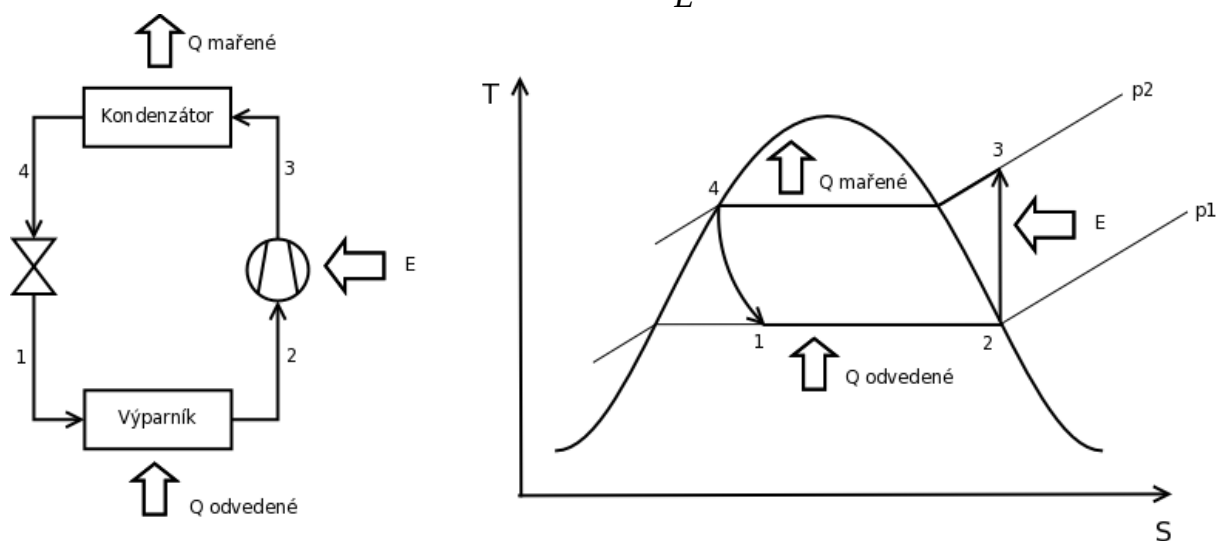
Mezi chladicí zařízení, které mohou být poháněny elektrinou ze solárních panelů patří :

- kompresorové chlazení
- odpařovací chlazení
- zařízení využívající Peltierův článek

## Kompresorové chlazení

V současnosti nejrozšířenější systém chlazení. Vychází z principů termodynamiky. Použitý oběh je takzvaný obrácený či levotočivý. K přečerpávání tepla je zapotřebí dodávat energii kompresoru. Teplo je chlazené látky odebíráno prostřednictvím teplosměnné plochy ve výparníku a mařené v kondenzátoru. Měřítkem hospodárnosti je chladicí faktor  $COP_C$  (Coefficient of Performance cooling).

$$COP_C = \frac{Q_{\text{odvedené}}}{E}$$



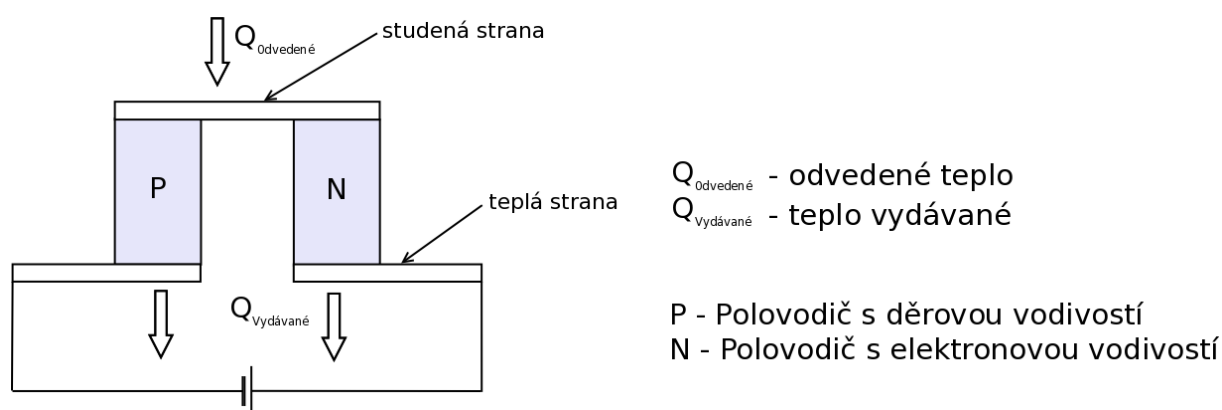
Obr. 7 - Blokové schéma a oběh kompresorového chladicího zařízení v T-S diagramu

## Odpařovací chlazení

Fyzikální princip je založen na odebrání tepla z okolí při skupenské změně kapaliny v plyn. Jako chladivo se používá voda a chladicí okruh se neuzavírá. Teplý vzduch prochází přes mokré filtr. Ohřívá vodu, ta se odpařuje, přičemž dochází k odebrání tepla. Výsledkem je chladnější a vlhčí vzduch. Protože voda v zařízení necirkuluje, ale přivádí se vždy nová, musí být odpařovací chladiče připojeny na přívod studené vody. Voda se přivádí pomocí napájecího čerpadla, proudění vzduchu je zajištěno ventilátorem.

## Zařízení využívající Peltierův článek

Peltierův článek je součástka využívající Peltierův jev. Ten spočívá ve vzniku teplotního rozdílu mezi styčnými plochami dvou vodičů (zapojených do série) při průchodu elektrického proudu. Jedna strana článku se ochlazuje, druhá zahřívá. Otočením polarity se strany vymění. Samotný článek se skládá ze dvou polovodičových tělísek a spojovacího můstku. Spojovacího můstek zajišťuje jednak přívod elektrické energie a jednak odvod tepla. Peltierovi články se kvůli výkonu obvykle zapojují do série i paralelně do větších celků (Peltierových modulů).

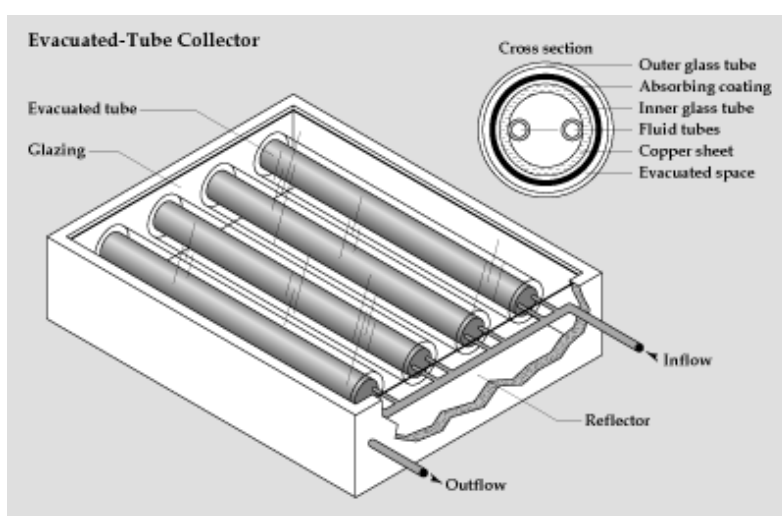


Obr. 8 - Schéma Peltierova článku

### 2.1.2 Systémy poháněné teplem ze solárních kolektorů

V tomto případě jsou chladicí systémy poháněny hlavně teplem ze solárních kolektorů. Některé mohou vyžadovat elektřinu z rozvodné sítě, ale potřebné množství elektrické energie je oproti tepelné energii zanedbatelné.

Solární kolektory jsou zařízení schopné zachytit a absorbovat sluneční energii a potom ji přeměnit na energii tepelnou. Takto získaná energie se předává do pracovního media (voda, vzduch). Mezi rozšířené a pro chladicí systémy vhodné typy patří kolektory vakuové (ploché či trubicové).



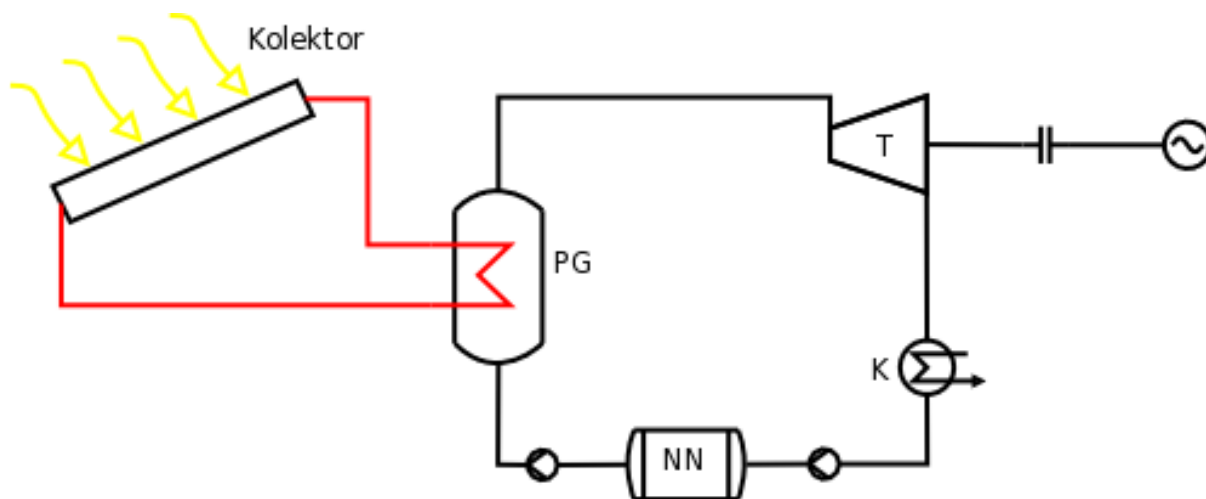
Obr. 9 – Vakuový trubicový kolektor [12]

Chladicí zařízení poháněné teplem ze solárních kolektorů mohou využít:

- termomechanickou přeměnu (R-C cyklus, Stirlingův cyklus)
- sorpční princip (uzavřené nebo otevřené cykly s kapalným nebo tuhým sorbentem).

## R-C cyklus

Voda ohřívána v solárním kolektoru dodává teplo do výměníku, ve kterém se vyrábí pára pro klasický R-C cyklus. Vzniklá pára pohání turbínu, která může buď vyrábět elektrickou energii pro pohánění chladicích systému nebo přímo pohánět komponenty těchto systémů (kompresor, čerpadlo).



Obr. 10 - Zjednodušené schéma využití kolektoru v R-C cyklu

## Stirlingův motor

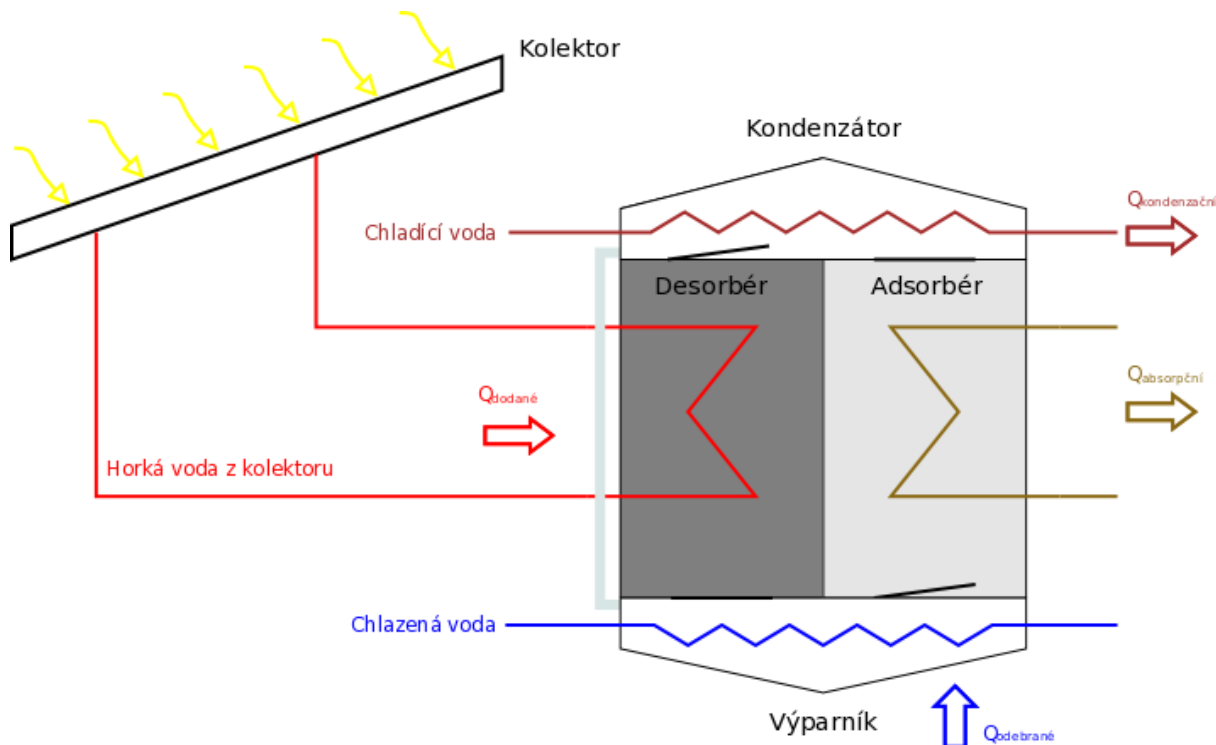
Stirlingův motor mění teplo získané v tomto případě ze solárních kolektorů na mechanickou práci. Pracovní médium (helium, vodík) se pohybuje mezi dvěma tepelnými výměníky a zůstává trvale ve válci Stirlingova motoru. První výměník přenáší teplo z vnějšího zdroje (kolektoru) do pracovního média, druhý ho opět ochlazuje. Společně s médiem se pohybují i písty motoru a přes klikový mechanismus předávají práci. Tu lze stejně jako v případě R-C cyklu využít buď pro přímý pohon komponentů chladicích zařízení (kompresor, čerpadlo) nebo pro pohon generátoru, který může dodávat elektřinu těmto zařízením.

## Sorpční princip

Chladicí systémy založené na sorpčním principu lze podle způsobu zacházení s chladivem rozdělit na systémy s uzavřeným nebo otevřeným cyklem.

Systémy s uzavřeným cyklem jsou absorpční a adsorpční. Mezi sebou se liší tím, že v případě absorpčního cyklu je plynné chladivo zachytáváno v kapalině, v případě adsorpčního cyklu ve vysoce porézní pevné látce.

V adsorpčním chladicím systému jsou nejpoužívanější dvojice pracovních látek silikagel-voda nebo zeolit-voda. Hlavní části adsorpční chladicí jednotky jsou komory adsorbéru a desorbéru. Teplo přivedené ze solárního kolektoru vypuzuje chladivo pohlcené v desorbéru. Páry chladiva poté prochází kondenzátorem a výsledný kondenzát je rozprášen ve výparníku, kde se odpaří za nízkého tlaku. Nakonec je chladivo adsorbováno v komoře adsorbéru. Jakmile je chladivo přeneseno z desorbéru do adsorbéru je cyklus dokončen. Funkce obou komor se vymění a chladivo se začne přenášet opačným směrem. To umožňuje kvazi-kontinuální provoz chladicí jednotky. Pro správný provoz jednotky se musí zajistit dostatečný odvod adsorpčního a kondenzačního tepla z adsorbéru a kondenzátoru. Teplo je ochlazované látky odebíráno ve výparníku.



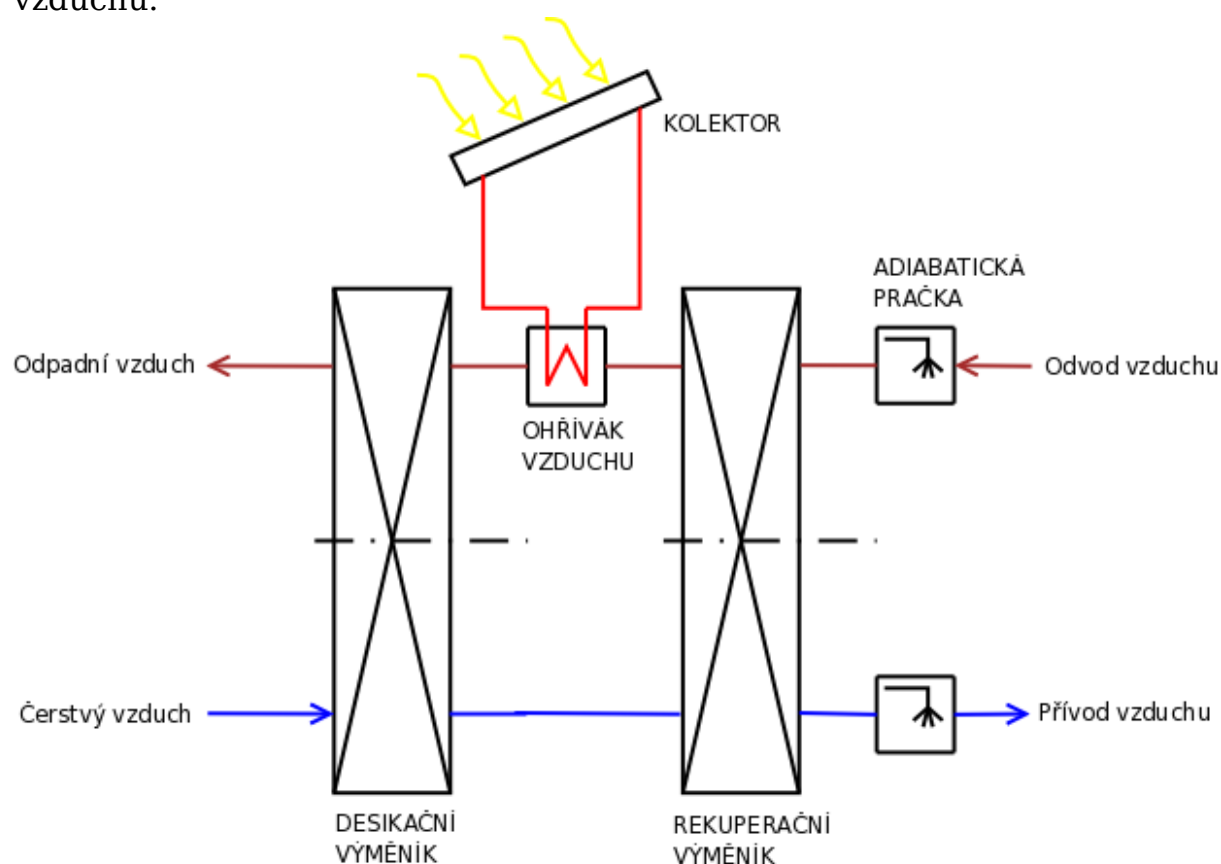
Obr. 11 – Adsorpční uzavřený chladicí cyklus poháněný teplem z kolektoru – princip



Sorpční systémy s otevřeným cyklem jsou takzvané desikační systémy. Na rozdíl od uzavřených cyklů (ve kterých chladivo koluje) se u těchto systémů chladivo (voda) po zajištění chladicího účinku odvede a je nahrazeno novým.

Desikační systémy jsou zvláště vhodné pro klimatizaci budov. Mohou používat tuhý (silikagel, zeolit) nebo kapalný (LiBr, LiCl) desikant (sorbent), což je hygroskopická látka zajišťující výměnu tepla a vlhkosti. V obou případech se vzduch nejdříve zbaví vlhkosti v odvlhčovači, potom projde procesy ohřevu a vlhčení a nakonec je dopraven do klimatizovaného prostoru.

Desikační systémy s tuhým sorbentem jsou v praxi odzkoušené a používané. Klimatizovaný vzduch nejenom ochladí, ale i zvlhčí. (Systémy s kapalným sorbentem se téměř nepoužívají.) Desikant tvoří vrchní vrstvu rotačního výměníku, rotujícího mezi proudy čerstvého a odpadního vzduchu. První polovina výměníku vysušuje a ohřívá proud čerstvého vzduchu, druhá předává vlhkost z první poloviny odpadnímu vzduchu, který je ohříván teplem z kolektoru. Čerstvý vzduch se potom předchladí v rotačním rekuperačním výměníku a dochladí v adiabatické pračce vzduchu.

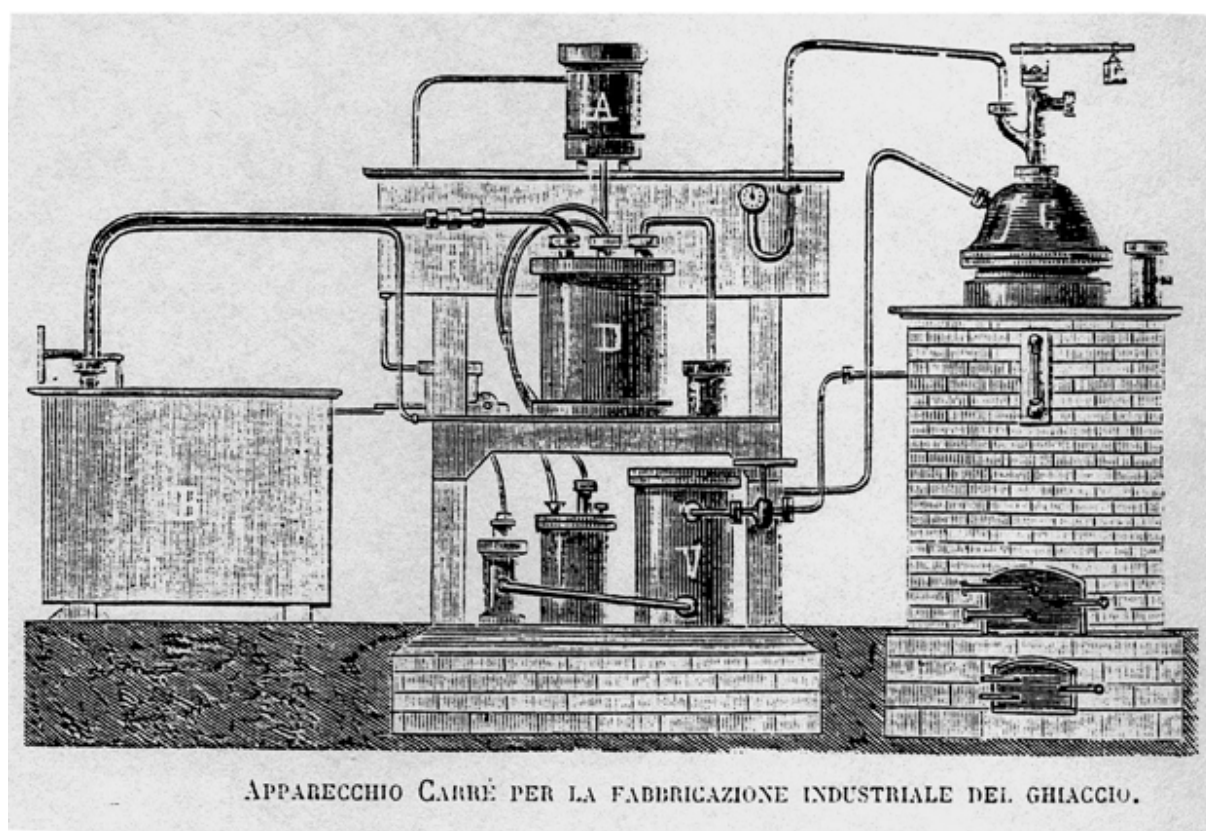


Obr. 12 – Desikační solární klimatizace

### 3. Absorpční chladicí zařízení

První absorpční chladicí okruh zrealizoval Ferdinand Carrè v roce 1859, kdy sestrojil zařízení na výrobu ledu. Na sestavení zařízení se podílel i jeho bratr Edmondo Carrè. Absorpční chladicí zařízení se začala rozšiřovat a kolem roku 1875 dosáhly převládající pozice na trhu oproti systémům poháněnými mechanickými kompresory. Ještě v prvním desetiletí dvacátého století si drželi svoji pozici, než začali být vytlačováni systémy s elektricky poháněnými kompresory. Což bylo umožněno rozmachem elektrické energie. Přestože bylo absorpční zařízení téměř všude nahrazeno kompresorovým, zůstali pro něj stále vhodná uplatnění. Jejich tichý provoz byl například výhodný v hotelech a podobných zařízeních. S postupným nasazováním nových pracovních dvojic a s rostoucí cenou elektrické energie začal podíl a význam absorpčních zařízení růst a roste dodnes.

V dnešní době díky novým technologiím a materiálům nacházejí tyto zařízení využití v domácnostech i komerčních budovách. Obzvláště výhodné je jejich nasazení v místech s nedostatkem elektrické energie nebo v průmyslu, kde mohou využívat odpadní teplo, které by bylo jinak mařeno.

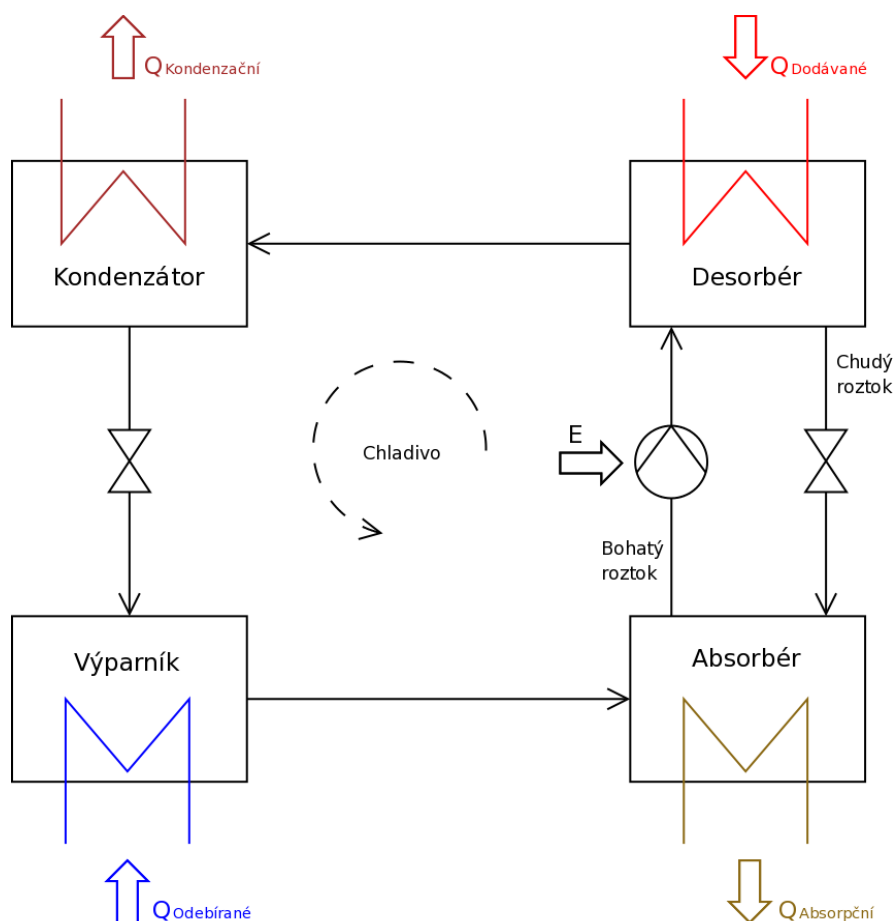


Obr. 13 – Historické absorpční zařízení [6]

### 3.1 Princip absorpčních oběhů a jejich základní prvky

Princip je založen na fyzikálních vlastnostech dvou látek schopných vzájemné absorpce. Absorpce je objemové pohlcování či vstřebávání jedné látky v druhé. Je to exotermický děj a proto je pro jeho umožnění nutné chlazení. Pro spravovanou funkci oběhu je nutná i desorpce, což je děj opačný k absorpci. Je to tedy uvolňování absorbované látky (absorbátu) z absorbující látky (absorbentu). Jelikož je desorpce děj endotermický, musíme pro jeho umožnění zajistit přívod tepla (například ze solárních kolektorů).

Absorpční chladicí stroje se liší od kompresorových strojů v hnací síle chlazení. U absorpčních strojů je to tepelná energie, na rozdíl od mechanické energie u kompresorových strojů.



Obr. 14 - Blokové schéma a základní prvky absorpčního chladicího oběhu

Základní součásti, energetické a hmotností toky absorpčního jednostupňového chladicího systému jsou vyznačeny na obrázku 14. Hlavní části jsou absorbér a desorbér. Podobně jako u kompresorových systému je zde také výparník a kondenzátor. Další částí nutné pro správnou funkci jsou škrtkové ventily a čerpadlo.

Princip absorpčního oběhu je dále popsán pro jednostupňový oběh s vodou jako absorbátem (chladičem) a LiBr jako absorbentem. (Členění absorpčních oběhů je uvedeno v následující kapitole.)

Díky teplu přivedenému do desorbéru (oblast vyššího tlaku) se uvádí do varu bohatý roztok. Tím dojde k rozdělení bohatého roztoku na páry chladiva a chudý roztok (nižší obsah chladiva). Zatímco chudý roztok putuje přes škrtkový ventil do absorbéru (oblast nižšího tlaku), vodní pára odchází do kondenzátoru (oblast vyššího tlaku), kde díky odnímání tepla kondenzuje. Zkondenzované chladivo pokračuje přes škrtkový ventil do výparníku (oblast nižšího tlaku), kde se vypařuje díky teplu odebíranému ochlazované látce. Odpařené chladivo odchází do absorbéru, ve kterém je pohlceno do chudého roztoku a jako bohatý roztok je čerpáno do desorbéru. V desorbéru dochází opět k vypuzování chladiva a cyklus se tak neustále opakuje.

Z hlediska výměny tepla má absorpční oběh tři okruhy, které je nutné pro jeho správnou funkci zajistit. První je okruh s topným médiem (voda, spaliny), jenž zajišťuje dodávku tepla do absorbéru. Druhý okruh musí pomocí chladicího média (voda, vzduch) odvádět kondenzační a absorpční teplo z kondenzátoru a absorbéru. Třetím okruhem je okruh chlazeného média (voda, vzduch), které se ochlazuje tím, že dodává teplo do výparníku. Pro zvýšení hospodárnosti je vhodné doplnit oběh o výměník tepla mezi větví bohatého a chudého roztoku.

K hodnocení efektivnosti absorpčních chladicích oběhů se podobně jako u kompresorových používá chladicí faktor. Je to poměr tepla odebraného ochlazované látce a tepla dodaného do desorbéru. Energie spotřebovaná čerpadlem je zanedbatelná, proto se s ní u absorpčních oběhů nepočítá.

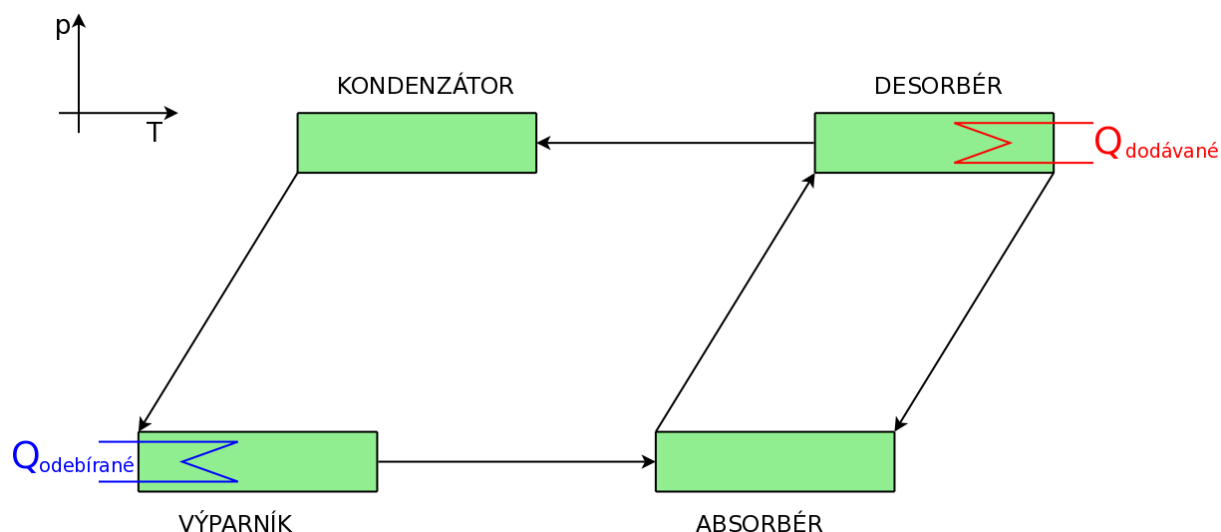
$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{Odebírané}}}{Q_{\text{Dodávané}}}$$

### 3.2 Členění absorpčních oběhů

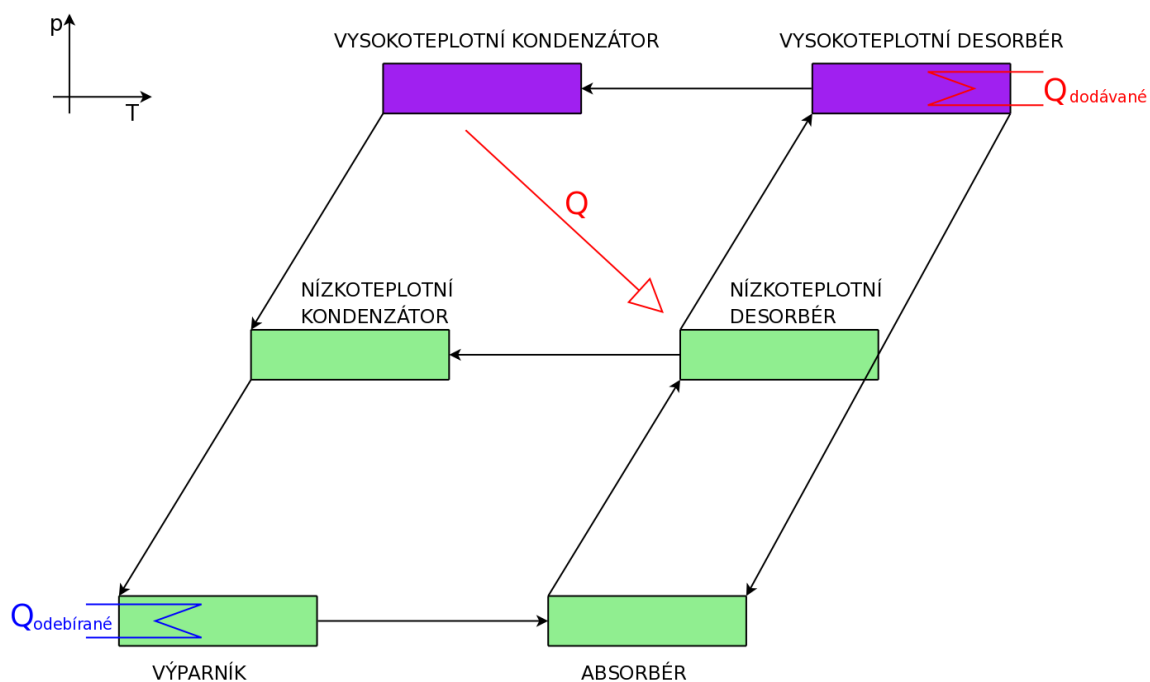
Absorpční oběhy lze dělit podle počtu tlakových úrovní na:

- jednostupňové
- dvoustupňové
- třístupňové

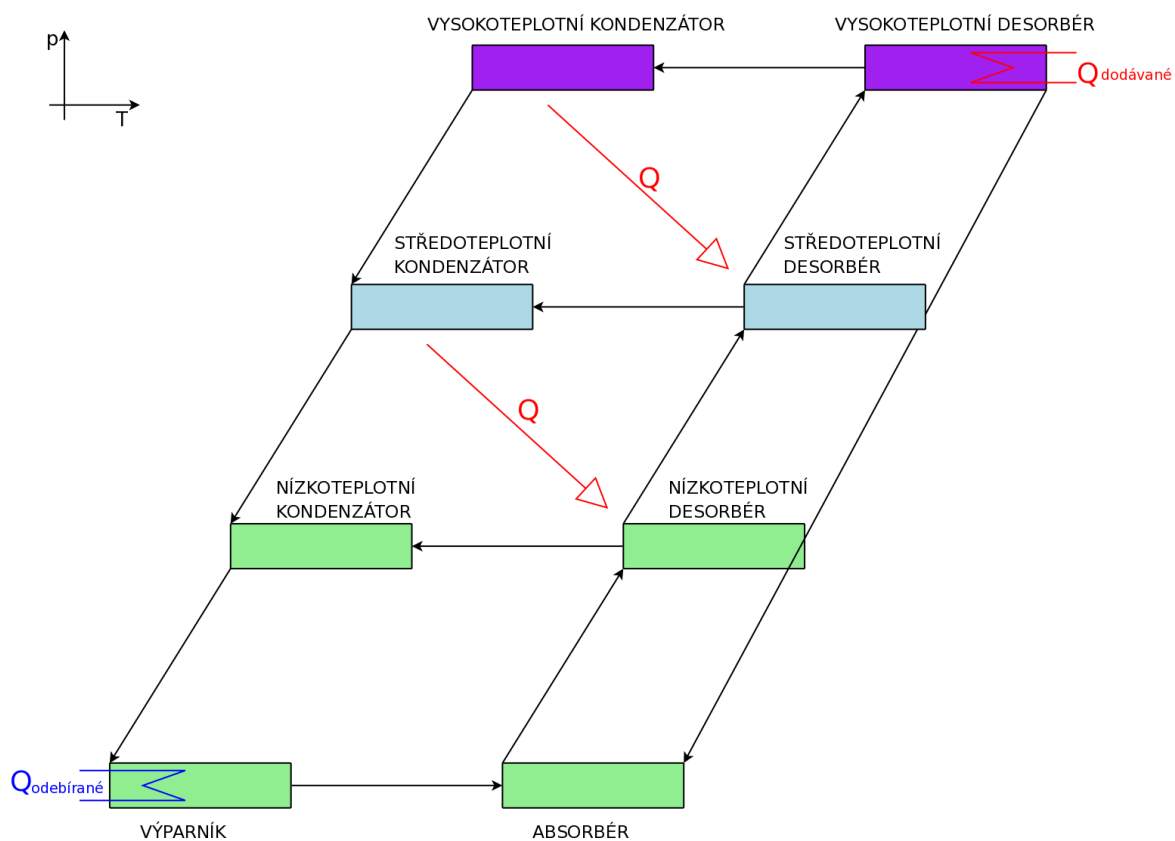
Zatímco jednostupňový absorpční oběh využívá dvou tlakových úrovní, dvoustupňový a třístupňový oběh využívá tří respektive čtyř tlakových úrovní. To jim umožňuje využít kondenzační teplo z vyšší tlakové úrovně pro desorbér, který pracuje na nižší tlakové úrovni. Díky tomu dochází ke zvýšení chladicího faktoru oběhu. Ten dosahuje 0,8 u jednostupňových oběhů, 1,2 u dvoustupňových a až 1,6 u třístupňových. S rostoucím počtem stupňů roste také potřebná teplota topné vody a také se zvyšuje složitosti zařízení.



Obr. 15 – Jednostupňový absorpční oběh



Obr. 16 - Dvoustupňový absorpční oběh



Obr. 17 - Třístupňový absorpční oběh

Absorpční oběhy lze dělit také podle použité pracovní dvojice. Tyto dvojice musí splňovat podmínku dobré rozpustnosti chladiva v absorbentu a dostatečně velkého rozdílu teplot varu chladiva a absorbentu. Existuje relativně velké množství látek splňujících tyto podmínky. V praxi se pro absorpční zařízení prosadily tyto dvě pracovní dvojice:

- $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$
- $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$

Systémy se čpavkem jako chladivem a vodou jako absorbentem mohou dosahovat hlubokých podnulových teplot a proto se používají pro chlazení pod  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Vlastnosti této dvojice z hlediska chlazení jsou velmi dobré. Oproti systémům s LiBr však dosahují menší účinnosti, což je dáno tím, že výparné teplo čpavku je zhruba poloviční než vody. To má za následek větší množství obíhajícího roztoku, což zvyšuje tepelné ztráty a potřebnou práci čerpadla. Také se musí odstraňovat vodní páry, které vznikají při varu čpavkového roztoku, čímž se zvyšuje spotřebu tepla. Mezi důležité vlastnosti čpavku patří zejména:

- rozdíl teplot varu dvojice čpavek - voda je  $135\text{ }^{\circ}\text{C}$
- čpavek je charakteristický pronikavým zápachem
- je chemicky agresivní, toxický a hořlavý
- v určité koncentraci je výbušný
- napadá běžné barevné kovy, extrémně agresivní na měď a její slitiny

Není-li nutné dosahovat podnulových teplot je výhodné použít systému s LiBr. Tato pracovní látka se používá převážně v oblasti klimatizační techniky. Samotný LiBr je pevná látka získávána z mořské vody. S vodou tvoří tekutý pracovní roztok. Oproti systému s čpavkem pracuje systém s LiBr v podtlaku. Proto není nutné chránit okolí proti případnému úniku pracovní látky. Výhodou je i menší spotřeba tepla v desorbéru, a také není nutné upravovat koncentraci pár vycházejících z něj, neboť LiBr je rozpuštěná sůl bez vlastního parciálního tlaku. Další vlastnosti roztoku LiBr:

- rozdíl teplot varu  $1100\text{ }^{\circ}\text{C}$
- čistá pracovní látka bez zápachu
- agresivní vůči hliníku

Absorpční oběhy můžeme dělit také podle způsobu zajištění přívodu tepla do desorbéru na:

- přímo vytápěné
- nepřímo vytápěné

Přímo vytápěné absorpční chladicí stroje používají energii paliva (zemní plyn, bioplyn, LTO atd.), které je spalováno v odpovídajícím hořáku.

Nepřímo vytápěné absorpční stroje používají již vyrobené teplo v podobě teplé nebo horké vody popřípadě spalin nebo páry. Zdrojem může být například odpadní teplo z průmyslových provozů nebo teplo ze solárních kolektorů.

Způsob vytápění nemění nic na principu chlazení, ale je důležitý z hlediska počtu stupňů absorpčního stroje. Přímo vytápěné stroje dosahují dostatečných teplot i pro třístupňové oběhy. Naproti tomu nepřímo vytápěné stroje bývají jednostupňové.



### 3.3 Základní provozní parametry absorpčních oběhů, jejich výhody a nevýhody

Základní parametry absorpčního oběhu důležité pro návrh a provoz absorpční jednotky jsou:

- chladicí výkon zařízení
- teplota a druh topné látky
- požadovaná teplota a druh chlazené látky
- dostupná teplota a druh chladicí látky
- požadavky na dispoziční řešení

Výkony absorpčních zařízení se pohybují od desítek kilowatt po stovky kilowatt. Jako topná látka se používá nejčastěji voda nebo spaliny. Její teplota ovlivňuje počet stupňů a chladicí faktor. Chladicí a chlazená látka jsou většinou voda, ale může se použít i vzduch. Teplota chlazené látky ovlivňuje tlak v nízkotlaké části. Čím nižší teplota ochlazené látky je požadována, tím nižší provozní tlak musí být ve výparníku. Chladicí látka zajišťuje odvod tepla z kondenzátoru a absorbéru. Z hlediska chladicího faktoru je výhodné použít chladicí látku s co nejnižší teplotou. To může být při užití například vzduchového chladiče v letním období (při teplotách vzduchu blízkých 40°C) problematické. Z tohoto důvodu je výhodné využít pro ochlazení chladicí látky chladicí věž, ve které je využíváno mimo přenosu tepelné energie z chladicí látky do okolního vzduchu také ochlazení této látky způsobené jejím částečným odparem.

Posouzení výhod a nevýhod absorpčního chlazení je provedeno jeho srovnáním s kompresorovým chladícím zařízením (nejvíce rozšířené):

Porovnávaný parametr	Absorpční oběhy	Kompresorové oběhy
rozměry	velké	malé
spotřeba el. energie	nízká (5% výkonu)	vysoká (30-50% výkonu)
investiční náročnost	vysoká	nízká
nároky na obsluhu	žádné	žádné
nároky na servis	velmi malé	malé
životnost	vysoká	nízká
potřeba exter. tepla	vysoká	žádná
množství prac. náplní	velké	malé
hmotnost	velká	malá
hlučnost	nízká	střední

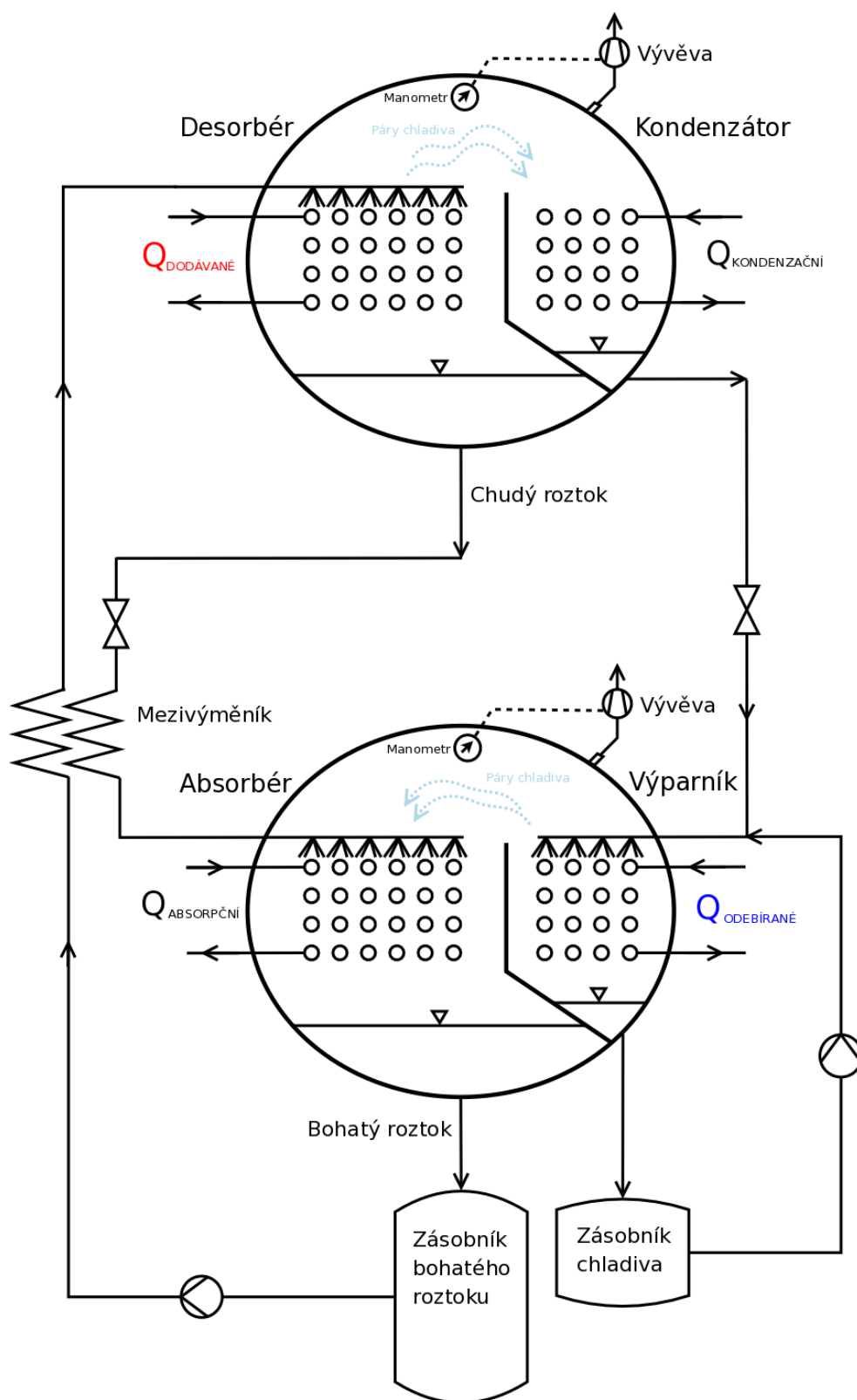
Tab. 1 – Porovnání kompresorových a absorpčních oběhů

## 4. Návrh absorpční chladicí jednotky s chladicím výkonem 6 kW

Vzhledem k tomu, že navrhovaná chladicí jednotka je napájena ze solárních kolektorů, byl zvolen jednostupňový absorpční oběh. Pracovní dvojice byla zvolena LiBr jako absorbent a voda jako chladivo. Samotná koncepce jednotky byla zvolena dvouválcová. V jedné válcové nádobě je umístěn desorbér společně s kondenzátorem a ve druhé absorbér společně s výparníkem. Společné umístění je výhodné z hlediska dopravení velkého objemové množství nízkotlaké páry s co nejmenší tlakovou ztrátou. Obě nádoby jsou propojeny potrubím pro zajištění vzájemné výměny bohatého respektive chudého roztoku a chladiva.

Systém odvodu a přívodu tepla je zajištěn pomocí svazků trubkových výměníků. Tyto svazky jsou v případě desorbéru a absorbéru omývány bohatým respektive chudým roztokem pomocí sprchového systému. Výměník ve výparníku je omýván chladivem. Sprchový systém není potřeba v kondenzátoru, kde dochází ke kondenzaci chladiva na trubkovém svazku.

Princip jednotky je stejný, jaký byl popsán v předchozí kapitole. Při omývání (vytápěných) trubek desorbéru bohatým roztokem, dochází k odpařování vody a její kondenzaci na (chlazených) trubkách kondenzátoru. Chudý roztok se shromažďuje na dně nádoby a odtéká přes škrtkový ventil do absorbéru, kde obtéká (chlazené) trubky absorbéru, přičemž dochází k jeho obohacování vodní párou, přicházející z výparníku. Vodní pára ve výparníku vzniká odpařováním kondenzátu na trubkách výparníku. Kondenzát přitéká přes škrtkový ventil z kondenzátoru a ze zásobníku chladiva, který zachycuje neodpařený kondenzát. Bohatý roztok je pomocí čerpadla dopravován přes zásobník bohatého roztoku do desorbéru a cyklus tak pokračuje. Správný tlak v nízkotlaké i vysokotlaké nádobě zajišťují kompresorové vývěvy. Pro zvýšení účinnosti absorpční jednotky je použit regenerační mezivýměník tepla, který ohřívá bohatý roztok, díky teplu odebíranému z chudého roztoku. Dochází tedy zároveň i k ochlazení chudého roztoku.

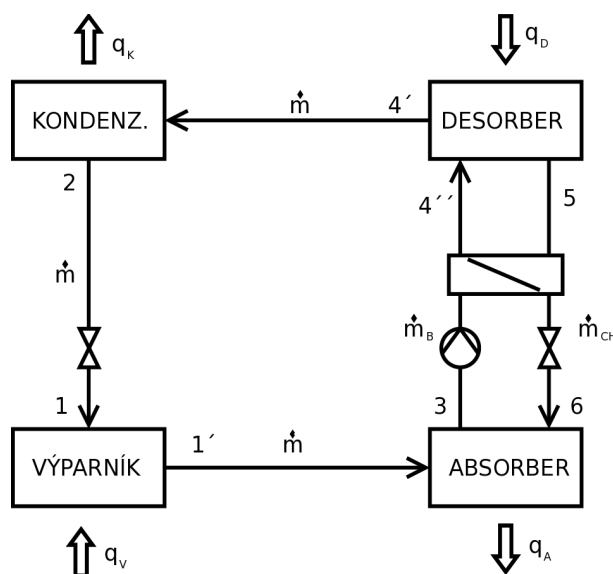


Obr. 18 - Absorpční jednotka

## 4.1 Základní bilance oběhu

Jednotlivé prvky oběhu jsou vyznačeny v procesním schématu na obrázku 19. Hodnoty teplot, tlaků, entalpií a koncentrací byly získány z diagramů (obrázky 20, 21) a z parních tabulek. Veškeré odečtené a vypočtené hodnoty jsou zapsány v tabulce 3. Hlavní parametry oběhu byly zvoleny takto:

- teplota ve výparníku je 5°C
- teplota v kondenzátoru a nejnižší teplota v absorbéru je 40°C



Obr. 19 – Procesní schéma se stavovými body

	T [°C]	p [kPa]	i [kJ/kg]	ξ
1	5	0,87	21	0
1'	5	0,87	2510	0
2	40	7,4	168	0
3	40	0,87	106	0,578
4	81	7,4	189	0,578
4'	81	7,4	2650	0
4''	69	7,4	172	0,578
5	92	7,4	226	0,63
6	51	0,87	154	0,63

Tab. 2 – Přehled stavových bodů oběhu

Pro základní výpočet lze sestavit a použít dvě hmotnostní a jednu tepelnou bilanční rovnici:

$$\dot{m}_B = \dot{m}_{CH} + \dot{m}$$

$$\dot{m}_B \cdot \xi_B = \dot{m}_{CH} \cdot \xi_{CH} + \dot{m} \cdot \xi$$

$$\dot{Q}_V + \dot{Q}_D + P_\xi - \dot{Q}_K - \dot{Q}_A = 0$$

Po upravení první rovnice lze zavést jednotkové průtoky proudů bohaté kapaliny, chudé kapaliny a chladiva:

$$\dot{m}_B = \dot{m}_{CH} + \dot{m} / \frac{1}{\dot{m}}$$

$$\frac{\dot{m}_B}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_{CH}}{\dot{m}} + \frac{\dot{m}}{\dot{m}}$$

$$\frac{\dot{m}_B}{\dot{m}} = f ; \quad \frac{\dot{m}_{CH}}{\dot{m}} = 1 - f ; \quad \frac{\dot{m}}{\dot{m}} = 1$$

Po dosazení do druhé rovnice a úpravách lze vyjádřit jednotkové průtoky bohaté a chudé kapaliny vztahy:

$$f = \frac{\xi - \xi_{CH}}{\xi_B - \xi_{CH}} ; \quad f - 1 = \frac{\xi - \xi_B}{\xi_B - \xi_{CH}}$$

Jednotkové tepelné toky lze vyjádřit takto:

$$\dot{q}_V = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{m}} ; \quad \dot{q}_D = \frac{\dot{Q}_D}{\dot{m}} ; \quad \dot{q}_K = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{m}} ; \quad \dot{q}_A = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{m}}$$

Následující výpočty jsou prováděny pro 1 kg chladiva protékajícího výparníkem a kondenzátorem. Předpokládá se nulová koncentrace páry opouštějící desorbér  $\xi=0$ . Pára tedy neobsahuje žádnou sůl (LiBr).

Jednotkový průtok bohatého roztoku čerpadlem je potom:

$$f = \frac{\xi - \xi_{CH}}{\xi_B - \xi_{CH}} = \frac{0 - 0,63}{0,578 - 0,63} = 12,1 \text{ kg}_{boh} \cdot \text{kg}_{chl}^{-1}$$

Při bilanci mezivýměníku byla změna entalpie vlivem stlačení roztoku čerpadlem i vlivem změny teploty způsobené čerpáním zanedbána. Protože práce čerpadla je v porovnání s ostatním množstvím energie vyměněné v systému zanedbatelná, je toto přiblížení akceptovatelné. Předpokládá se tedy, že entalpie  $i_3$  se nemění a jednotkový tepelný tok mezi body 3 a 4 je:

$$q_{3,4} = f \cdot (i_4 - i_3) = 12,1 \cdot (189 - 106) = 1004 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{chl}^{-1}$$

Jednotkový tepelný tok mezi body 5 a 6 je:

$$q_{5,6} = (f - 1) \cdot (i_5 - i_6) = (12,1 - 1) \cdot (226 - 154) = 799 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{chl}^{-1}$$

Proud z bodu 5 do bodu 6 je chlazen na  $T_6$ , ale proud z bodu 3 do bodu 4 není ohříván na  $T_4$ . Entalpie roztoku opouštějícího mezivýměník se spočítá na základě podmínky, že  $q_{3,4}$  musí být rovno  $q_{5,6}$ .

$$i_{4'} = i_3 + \frac{q_{5,6}}{f} = 106 + \frac{799}{12,1} = 172 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{chl}^{-1}$$

Teplota v tomto bodě je  $69^\circ\text{C}$ . Dále jsou spočítány tepla vyměněná ve výparníku, kondenzátoru, absorbéru a desorbéru.

Jednotkový tepelný tok ve výparníku je:

$$q_v = (i_{1'} - i_2) = (2510 - 168) = 2342 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{chl}^{-1}$$

Jednotkový tepelný tok v kondenzátoru je:

$$q_k = (i_{4'} - i_2) = (2650 - 168) = 2482 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{chl}^{-1}$$

Jednotkový tepelný tok v absorbéru je:

$$q_A = i_{1'} - i_6 + f \cdot (i_6 - i_3) = 2519 - 154 + 12,1 \cdot (154 - 106) = 2937 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{chl}^{-1}$$

Jednotkový tepelný tok v desorbéru je:

$$q_D = i_4 - i_5 + f \cdot (i_5 - i_4) = 2650 - 226 + 12,1 \cdot (226 - 172) = 3077 \text{ kJ.kg}_{\text{chl}}^{-1}$$

Kontrola energetické bilance :

$$q_D + q_V - q_K - q_A = 3077 + 2342 - 2482 - 2937 = 0 \text{ kJ.kg}_{\text{chl}}^{-1}$$

Energetická rovnováha je splněna.

Z jednotkových tepelných toků můžeme spočítat konkrétní hodnoty tepelných a hmotnostních toků v jednotlivých částech jednotky pro zadaný chladicí výkon 6000 W.

Hmotnostní tok chladiva je tedy:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{q}_V} = \frac{6000}{2342 \cdot 10^3} = 0,00256 \text{ kg.s}^{-1}$$

Hmotnostní tok bohatého roztoku je:

$$\dot{m}_B = f \cdot \dot{m} = 12,1 \cdot 0,00256 = 0,031 \text{ kg.s}^{-1}$$

Hmotnostní tok chudého roztoku je:

$$\dot{m}_{CH} = \dot{m}_B - \dot{m} = 0,031 - 0,00256 = 0,028 \text{ kg.s}^{-1}$$

Tepelný tok procházející kondenzátorem je:

$$\dot{Q}_K = \dot{q}_K \cdot \dot{m} = 2482 \cdot 10^3 \cdot 0,00256 = 6359 \text{ W}$$

Tepelný tok procházející absorbérem je:

$$\dot{Q}_A = \dot{q}_A \cdot \dot{m} = 2937 \cdot 10^3 \cdot 0,00256 = 7524 \text{ W}$$

Tepelný tok procházející desorbérem je:

$$\dot{Q}_D = \dot{q}_D \cdot \dot{m} = 3077 \cdot 10^3 \cdot 0,00256 = 7882 \text{ W}$$

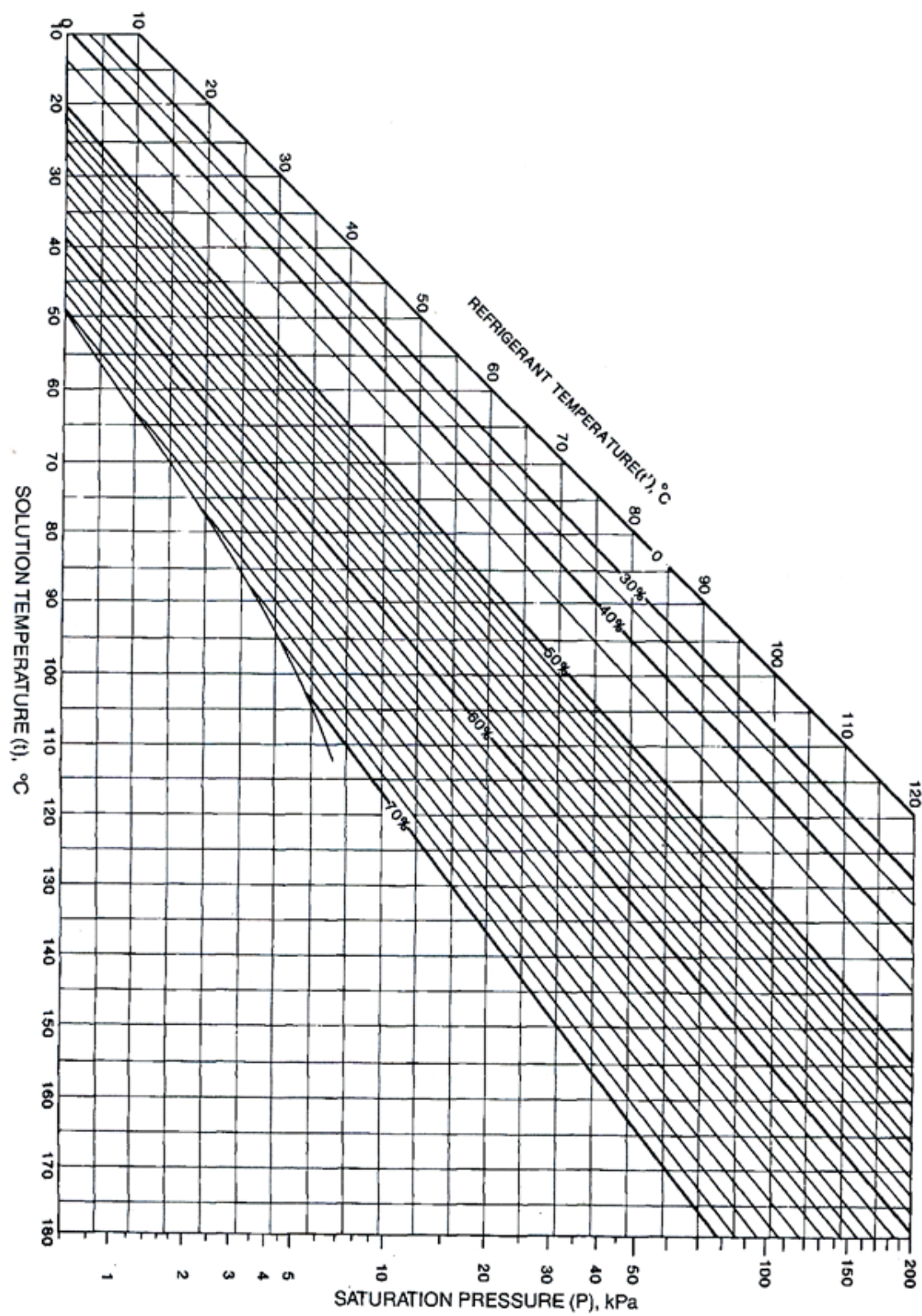
Z dosud spočítaných hodnot lze již určit COP systému. Vzhledem k malému rozdílu tlaků a malému průtočnému množství je zanedbána čerpací práce:

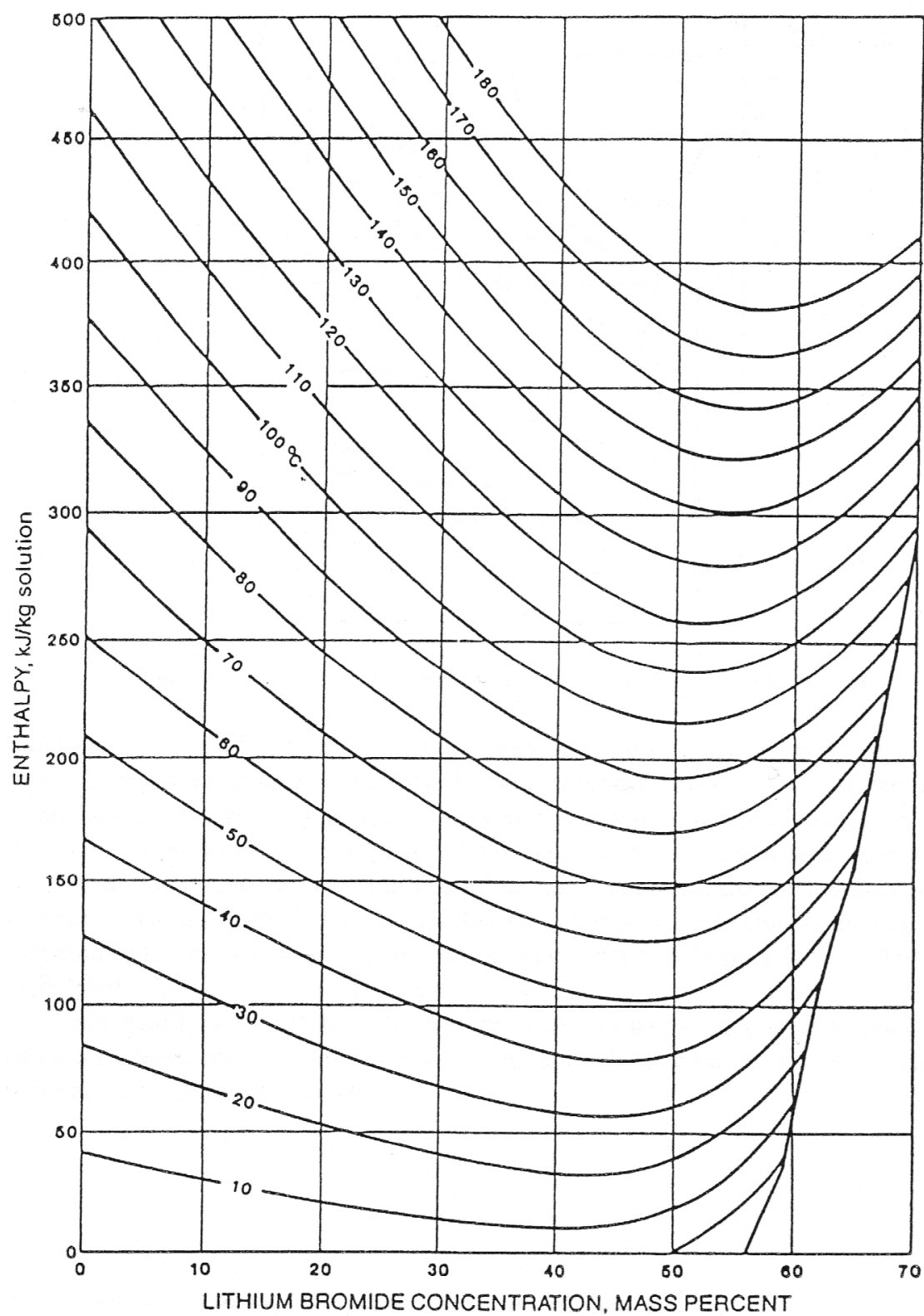
$$P_{\xi} = \frac{\dot{m}_B}{\rho} \cdot (p_2 - p_1) \cdot \frac{1}{\eta_{\xi}} = \frac{0,031}{1200} \cdot (7400 - 870) \cdot \frac{1}{0,5} = 0,337 \text{ W}$$

Uvažovaná účinnost čerpadla je 50% a hustota čerpaného bohatého roztoku je odhadnuta na 1200 m<sup>3</sup>/kg. COP systému je tedy:

$$\text{COP} = \frac{Q_V}{Q_D} = 0,76$$



Obr. 20 - LiBr-H<sub>2</sub>O p-T-x diagram [7]

Obr. 21 - LiBr-H<sub>2</sub>O i-x diagram [7]

## 4.2 Výpočet teplosměnných ploch

Pro zajištění správné funkce absorpční chladicí jednotky hraje klíčovou roli systém přívodu a odvodu tepla. Jak již bylo řečeno na začátku kapitoly, je tento systém tvořen trubkovými výměníky tepla.

Jako materiál trubek byla zvolena měď. Ta vyhovuje jak z hlediska přestupu tepla, tak z hlediska dostatečné korozní odolnosti proti roztoku BrLi - voda i samotné vodě.

Jako médium proudící uvnitř trubek byla zvolena voda. A to ve všech čtyřech výměnících, tedy v absorbéro, desorbéro, výparníku a kondenzátoru. Vně trubek je buď roztok BrLi - voda (absorbér, desorbér) nebo voda či vodní pára (výparník, kondenzátor). Poloha jednotlivých výměníků je naznačena na obrázku 18.

V následujících kapitolách jsou provedeny tepelné výpočty jednotlivých výměníků.

### 4.2.1 Tepelný výpočet kondenzátoru

- dané parametry

$Q_K = 6359 \text{ W}$  - požadovaný tepelný výkon

$T_K = 40^\circ\text{C}$  - teplota v kondenzátoru

- volené teplotní parametry

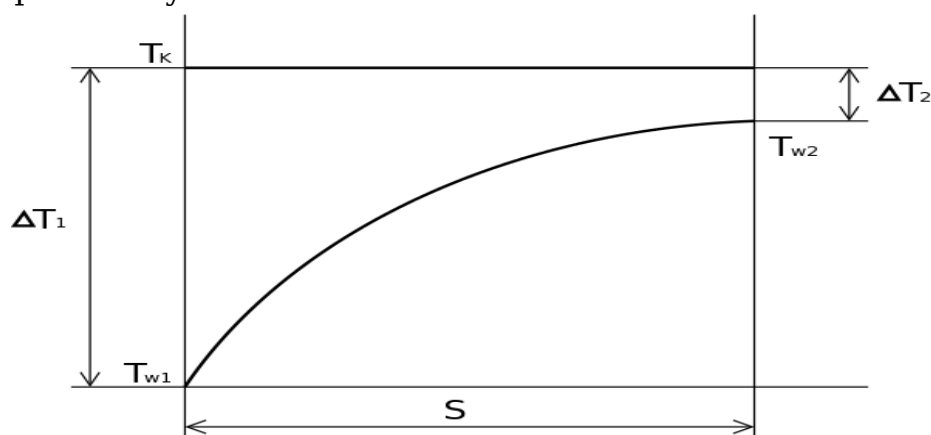
$\Delta T_1 = 5^\circ\text{C}$

$\Delta T_2 = 2^\circ\text{C}$

$T_{w1} = 35^\circ\text{C}$

$T_{w2} = 38^\circ\text{C}$

$\Delta T_w = 3^\circ\text{C}$



Obr. 22 - Průběh teplot podél teplosměnné plochy

- střední logaritmický teplotní spád výměníku

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{10 - 5}{\ln \frac{10}{5}} = 3,274^\circ\text{C}$$

- parametry trubek

$D = 12 \text{ mm}$  - vnější průměr

$d = 10 \text{ mm}$  - vnitřní průměr

$\text{Cu}$  -  $\lambda_{\text{Cu}} = 350 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

- parametry chladicí vody pro střední teplotu  $T_w = 36,5^\circ\text{C}$

$\rho_w = 994 \text{ kg.m}^{-3}$

$c_p = 4180 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$

$$\mu_w = 6,98 \cdot 10^{-4} \text{ Pa.s}$$

$$\lambda_w = 0,626 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

$$\text{Pr} = 4,67$$

- hmotnostní tok chladicí vody

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{Q}_k}{\Delta T_w \cdot c_p} = \frac{6359}{3.4180} = 0,507097 \text{ kg.s}^{-1}$$

- průtok chladicí chladicí vody

$$\dot{F}_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w} = \frac{0,507097}{994} = 0,000510 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$$

- celková rychlost vody

$$w_{\text{celk}} = \frac{\dot{F}_w}{S_d} = \frac{\dot{F}_w}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{0,000510}{3,14 \cdot \frac{0,01^2}{4}} = 6,499 \text{ m.s}^{-1}$$

- rychlost vody v jednotlivých sekcích

Z důvodu přijatelné tlakové ztráty je proud vody rozdělen do více paralelních sekcí.

počet paralelních sekcí zvolen  $n=5$

$$w = \frac{w_{\text{celk}}}{n} = \frac{6,499}{5} = 1,3 \text{ m.s}^{-1}$$

- výpočet součinitele přestupu tepla na vnitřní straně potrubí

(výpočet je proveden pomocí Reynoldsova a Nusseltova čísla)

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d \cdot \rho_w}{\mu_w} = \frac{1,3 \cdot 0,01 \cdot 994}{6,98 \cdot 10^{-4}} = 18510$$

$$A = \frac{1}{(1,82 \cdot \log \text{Re} - 1,64)^2 \cdot 8} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log 18510 - 1,64)^2 \cdot 8} = 0,00333$$

$$Nu = \frac{A \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \sqrt{A} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} = \frac{0,00333 \cdot (18510 - 1000) \cdot 4,666}{1 + 12,7 \sqrt{0,00333} \cdot (4,666^{\frac{2}{3}} - 1)} = 117,599$$

$$\alpha_i = \frac{Nu \cdot \lambda_w}{d} = \frac{117,599 \cdot 0,626}{0,01} = 7362 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- střední teplota kondenzátu

$$\bar{T}_K = \frac{T_K + T_{st}}{2} = \frac{40 + 38,8}{2} = 39,4^\circ\text{C} \quad (T_{st} - \text{odhadnutá teplota stěny})$$

- parametry vody pro střední teplotu kondenzátu

$$\rho_k = 992 \quad \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu_k = 6,66 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$\lambda_k = 0,63 \quad \text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

- výpočet součinitele přestupu tepla na vnější straně potrubí  
(předpokládá se blánová kondenzace na horizontálních trubkách)

$$H = \pi \cdot D \cdot m_{tr} = 3,14 \cdot 0,012 \cdot 19 = 0,72 \text{ m} \quad (m_{tr} - \text{odhadnutý počet trubek})$$

$$\alpha_e = 1,13 \cdot \left( \frac{\rho_k^2 \cdot g \cdot (i'' - i') \cdot \lambda_k^3}{\mu_k} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot H^{\frac{(-1)}{4}} \cdot (T_K - T_{st})$$

$$\alpha_e = 1,13 \cdot \left( \frac{992^2 \cdot 9,81 \cdot (2572 - 165) \cdot 10^3 \cdot 0,63^3}{6,66 \cdot 10^{-4}} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot 0,72^{\frac{(-1)}{4}} \cdot (40 - 38,8)$$

$$\alpha_e = 11369 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

kde  $i''$  je entalpie páry

$i'$  je entalpie kondenzátu

$g$  gravitační zrychlení

- součinitel prostupu tepla

$$k_e = \frac{1}{\frac{D}{d \cdot \alpha_i} + \frac{D \cdot \ln \frac{D}{d}}{2 \cdot \lambda_{Cu}} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{\frac{0,0012}{0,01 \cdot 7362} + \frac{0,012 \cdot \ln \frac{0,012}{0,01}}{2 \cdot 350} + \frac{1}{11369}}$$

$$k_e = 3936 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- kontrola odhadnuté teploty stěny (povrchu trubky)

$$T_{st} = T_K - \frac{k_e \cdot \Delta T_{ln}}{\alpha_e} = 40 - \frac{3936 \cdot 3,274}{11363} = 38,867^\circ \text{C}$$

- odhadovaná teplota byla 38,8 °C → přesnost je dostatečná

- velikost teplosměnné plochy - vnější povrch trubek

$$S_e = \frac{\dot{Q}_K}{k_e \cdot \Delta T_{ln}} = \frac{6359}{3936 \cdot 3,274} = 0,493 \text{ m}^2$$

- potřebná délka potrubí

$$L = \frac{S_e}{\pi \cdot D} = \frac{0,493}{3,14 \cdot 0,012} = 13,097 \text{ m}$$

- počet trubek

$$z = \frac{L}{L_{tr}} = \frac{13,097}{0,7} = 18,710 \rightarrow 19 \text{ (} L_{tr} \text{ - zvolená délka jedné trubky)}$$

### 4.2.2 Tepelný výpočet výparníku

- dané parametry

$Q_v = 6000 \text{ W}$  - požadovaný tepelný výkon

$T_v = 5^\circ\text{C}$  - teplota ve výparníku

- volené teplotní parametry

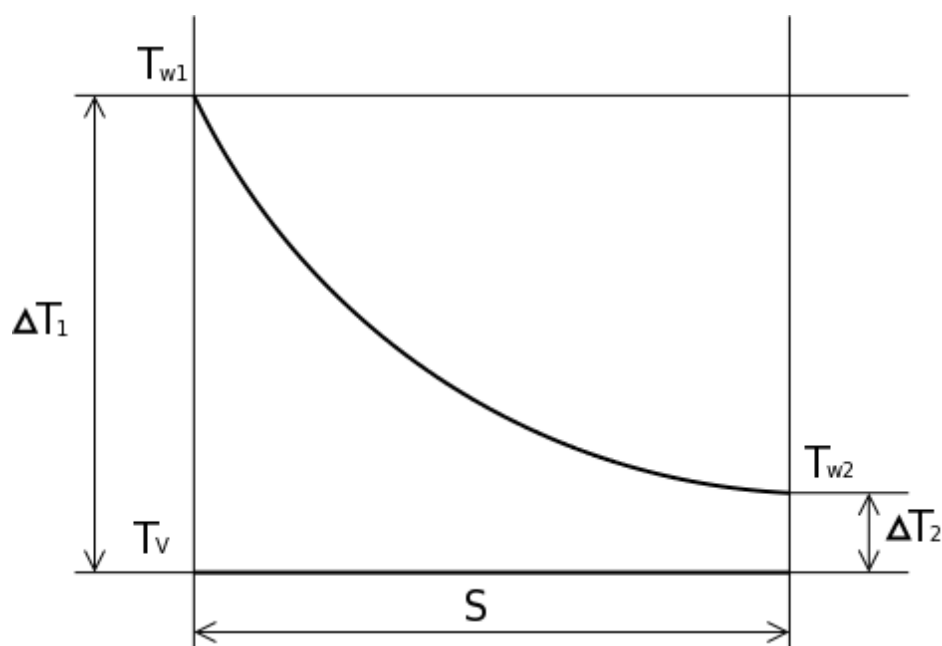
$$\Delta T_1 = 10^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 2^\circ\text{C}$$

$$T_{w1} = 15^\circ\text{C}$$

$$T_{w2} = 7^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_w = 8^\circ\text{C}$$



Obr. 23 - Průběh teplot podél teplosměnné plochy

- střední logaritmický teplotní spád výměníku

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{10 - 2}{\ln \frac{10}{2}} = 4,97^\circ\text{C}$$

- parametry trubek

$D = 12 \text{ mm}$  - vnější průměr

$d = 10 \text{ mm}$  - vnitřní průměr

$\text{Cu}$  -  $\lambda_{\text{Cu}} = 350 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$



- parametry chlazené vody pro střední teplotu  $T_w = 11\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\rho_w = 1000 \quad \text{kg.m}^{-3}$$

$$c_p = 4189 \quad \text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

$$\mu_w = 12,7 \cdot 10^{-4} \quad \text{Pa.s}$$

$$\lambda_w = 0,582 \quad \text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

$$\text{Pr} = 9,15$$

- hmotnostní tok chlazené vody

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{Q}_v}{\Delta T_w \cdot c_p} = \frac{6000}{8 \cdot 4189} = 0,17904 \quad \text{kg.s}^{-1}$$

- průtok chlazené vody

$$\dot{V}_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w} = \frac{0,17904}{1000} = 0,000179 \quad \text{m}^3.\text{s}^{-1}$$

- celková rychlost chlazené vody

$$w_{\text{celk}} = \frac{\dot{V}_w}{S_d} = \frac{\dot{V}_w}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{0,000179}{3,14 \cdot \frac{0,01^2}{4}} = 2,281 \quad \text{m.s}^{-1}$$

- rychlost vody v jednotlivých sekcích (počet paralelních sekcí zvolen  $n=4$ )

$$w = \frac{w_{\text{celk}}}{n} = \frac{2,281}{4} = 0,57 \quad \text{m.s}^{-1}$$

- výpočet součinitele přestupu tepla na vnitřní straně potrubí

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d \cdot \rho_w}{\mu_w} = \frac{0,57 \cdot 0,01 \cdot 1000}{12,7 \cdot 10^{-4}} = 4493$$

$$A = \frac{1}{(1,82 \cdot \log \text{Re} - 1,64)^2 \cdot 8} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log 4493 - 1,64)^2 \cdot 8} = 0,004985$$

$$\text{Nu} = \frac{A \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12,7 \sqrt{A} \cdot (\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1)} = \frac{0,004985 \cdot (4493 - 1000) \cdot 9,15}{1 + 12,7 \sqrt{0,004985} \cdot (9,15^{\frac{2}{3}} - 1)} = 39,572$$

$$\alpha_i = \frac{Nu \cdot \lambda_w}{d} = \frac{39,572 \cdot 0,582}{0,01} = 2303 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- odhadovaný součinitel přestupu tepla z vnější strany

$$\alpha_e = 10000 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- součinitel prostupu tepla

$$k_e = \frac{1}{\frac{D}{d \cdot \alpha_i} + \frac{D \cdot \ln \frac{D}{d}}{2 \cdot \lambda_{Cu}} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{\frac{0,0012}{0,01 \cdot 2303} + \frac{0,012 \cdot \ln \frac{0,012}{0,01}}{2 \cdot 350} + \frac{1}{10000}}$$

$$k_e = 1602 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- velikost teplosměnné plochy - vnější povrch trubek

$$S_e = \frac{\dot{Q}_v}{k_e \cdot \Delta T_{ln}} = \frac{6000}{1602 \cdot 4,97} = 0,753 \text{ m}^2$$

- potřebná délka potrubí

$$L = \frac{S_e}{\pi \cdot D} = \frac{0,753}{3,14 \cdot 0,012} = 19,995 \text{ m}$$

- počet trubek

$$z = \frac{L}{L_{tr}} = \frac{19,995}{0,7} = 28,564 \rightarrow 29 \text{ (} L_{tr} \text{ - zvolená délka jedné trubky)}$$

### 4.2.3 Tepelný výpočet absorberu

- dané parametry

$Q_A = 7524 \text{ W}$  - požadovaný tepelný výkon

$T_{A1} = 51^\circ\text{C}$  - nejvyšší teplota v absorberu

$T_{A2} = 40^\circ\text{C}$  - nejnižší teplota v absorberu

- volené teplotní parametry

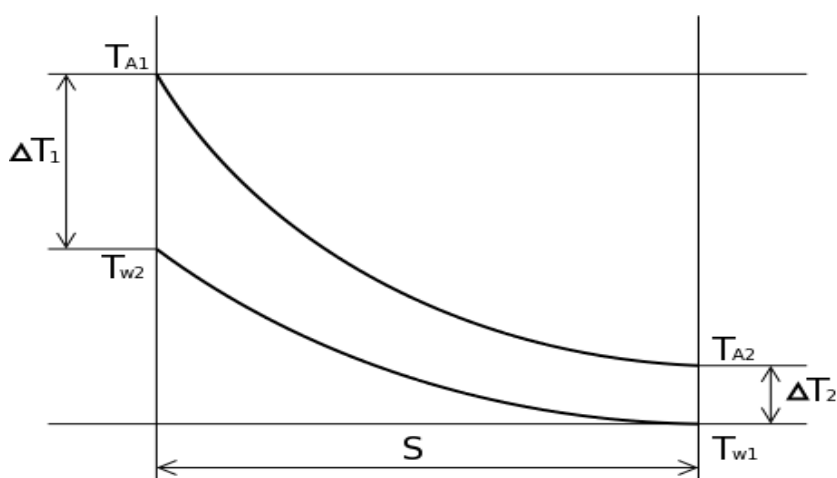
$\Delta T_1 = 5^\circ\text{C}$

$\Delta T_2 = 2^\circ\text{C}$

$T_{w1} = 38^\circ\text{C}$

$T_{w2} = 46^\circ\text{C}$

$\Delta T_w = 8^\circ\text{C}$



Obr. 24 - Průběh teplot podél teplosměnné plochy

- střední logaritmický teplotní spád výměníku

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{5 - 2}{\ln \frac{5}{2}} = 3,274^\circ\text{C}$$

- parametry trubek

$D = 12 \text{ mm}$  - vnější průměr

$d = 10 \text{ mm}$  - vnitřní průměr

$\text{Cu}$  -  $\lambda_{\text{Cu}} = 350 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

- parametry chladicí vody pro střední teplotu  $T_w = 42^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned}\rho_w &= 991 \quad \text{kg.m}^{-3} \\ c_p &= 4180 \quad \text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1} \\ \mu_w &= 6,29.10^{-4} \quad \text{Pa.s} \\ \lambda_w &= 0,633 \quad \text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1} \\ Pr &= 4,15\end{aligned}$$

- hmotnostní tok chladící vody

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{Q}_A}{\Delta T_w \cdot c_p} = \frac{7524}{8.4180} = 0,225 \quad \text{kg.s}^{-1}$$

- průtok chladící vody

$$\dot{F}_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w} = \frac{0,225}{991} = 0,000227 \quad \text{m}^3.\text{s}^{-1}$$

- celková rychlost chladící vody

$$w_{\text{celk}} = \frac{\dot{F}_w}{S_d} = \frac{\dot{F}_w}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{0,000227}{3,14 \cdot \frac{0,01^2}{4}} = 2,892 \quad \text{m.s}^{-1}$$

- rychlost vody v jednotlivých sekcích (počet paralelních sekcí zvolen n=4)

$$w = \frac{w_{\text{celk}}}{n} = \frac{2,892}{4} = 0,723 \quad \text{m.s}^{-1}$$

- výpočet součinitele přestupu tepla na vnitřní straně potrubí

$$Re = \frac{w \cdot d \cdot \rho_w}{\mu_w} = \frac{0,723 \cdot 0,01 \cdot 991}{6,29.10^{-4}} = 11392$$

$$A = \frac{1}{(1,82 \cdot \log Re - 1,64)^2 \cdot 8} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log 11392 - 1,64)^2 \cdot 8} = 0,00379$$

$$Nu = \frac{A \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \sqrt{A} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} = \frac{0,00379 \cdot (11392 - 1000) \cdot 4,15}{1 + 12,7 \sqrt{0,00379} \cdot (4,15^{\frac{2}{3}} - 1)} = 73,058$$

$$\alpha_i = \frac{Nu \cdot \lambda_w}{d} = \frac{73,058 \cdot 0,633}{0,01} = 4625 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- odhadovaný součinitel přestupu tepla z vnější strany

$$\alpha_e = 1500 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- součinitel prostupu tepla

$$k_e = \frac{1}{\frac{D}{d \cdot \alpha_i} + \frac{D \cdot \ln \frac{D}{d}}{2 \cdot \lambda_{Cu}} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{\frac{0,0012}{0,01 \cdot 4625} + \frac{0,012 \cdot \ln \frac{0,012}{0,01}}{2 \cdot 350} + \frac{1}{1500}}$$

$$k_e = 1076 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- velikost teplosměnné plochy - vnější povrch trubek

$$S_e = \frac{\dot{Q}_A}{k_e \cdot \Delta T_{ln}} = \frac{7524}{1076 \cdot 3,274} = 2,136 \text{ m}^2$$

- potřebná délka potrubí

$$L = \frac{S_e}{\pi \cdot D} = \frac{2,136}{3,14 \cdot 0,012} = 56,675 \text{ m}$$

- počet trubek

$$z = \frac{L}{L_{tr}} = \frac{56,675}{0,7} = 80,965 \rightarrow 81 \text{ (} L_{tr} \text{ - zvolená délka jedné trubky)}$$

#### 4.2.4 Tepelný výpočet desorbéru

- dané parametry

$Q_D = 7882 \text{ W}$  - požadovaný tepelný výkon

$T_{D1} = 69^\circ\text{C}$  - nejnižší teplota v desorbéru

$T_{D2} = 92^\circ\text{C}$  - nejvyšší teplota v desorbéru

- volené teplotní parametry

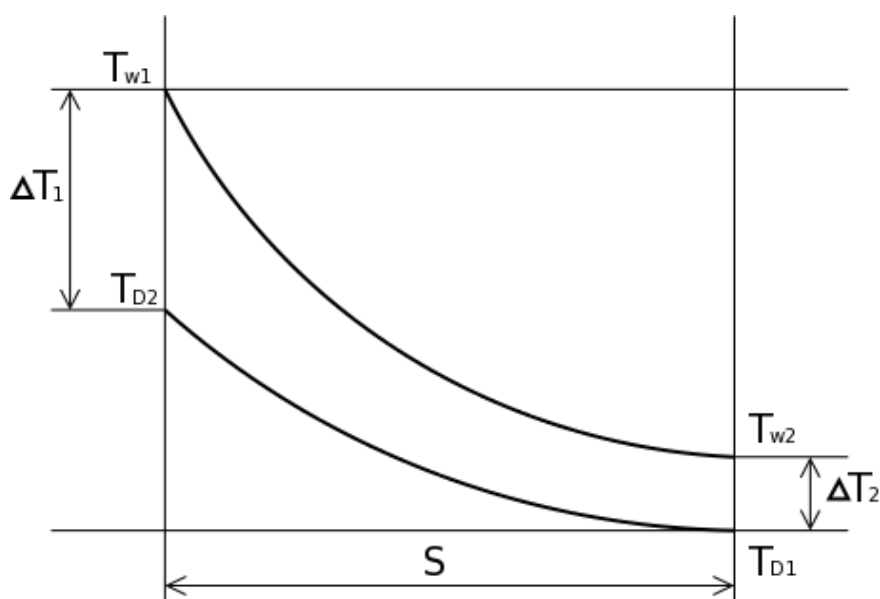
$\Delta T_1 = 5^\circ\text{C}$

$\Delta T_2 = 2^\circ\text{C}$

$T_{w1} = 97^\circ\text{C}$

$T_{w2} = 71^\circ\text{C}$

$\Delta T_w = 26^\circ\text{C}$



Obr. 25 - Průběh teplot podél teplosměnné plochy

- střední logaritmický teplotní spád výměníku

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{5 - 2}{\ln \frac{5}{2}} = 3,274^\circ\text{C}$$

- parametry trubek

$D = 12 \text{ mm}$  - vnější průměr

$d = 10 \text{ mm}$  - vnitřní průměr

$\text{Cu}$  -  $\lambda_{\text{Cu}} = 350 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

- parametry topné vody pro střední teplotu  $T_w = 84 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\rho_w = 969 \quad \text{kg.m}^{-3}$$

$$c_p = 4200 \quad \text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

$$\mu_w = 3,37.10^{-4} \quad \text{Pa.s}$$

$$\lambda_w = 0,672 \quad \text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

$$\text{Pr} = 2,11$$

- hmotnostní tok topné vody

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{Q}_D}{\Delta T_w \cdot c_p} = \frac{7882}{26.4200} = 0,072179 \quad \text{kg.s}^{-1}$$

- průtok topné vody

$$\dot{F}_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w} = \frac{0,072179}{969} = 0,000074 \quad \text{m}^3.\text{s}^{-1}$$

- celková rychlost topné vody

$$w_{\text{celk}} = \frac{\dot{F}_w}{S_d} = \frac{\dot{F}_w}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{0,000074}{3,14 \cdot \frac{0,01^2}{4}} = 0,949 \quad \text{m.s}^{-1}$$

- rychlost vody v jednotlivých sekcích (počet paralelních sekcí zvolen  $n=4$ )

$$w = \frac{w_{\text{celk}}}{n} = \frac{0,949}{4} = 0,237 \quad \text{m.s}^{-1}$$

- výpočet součinitele přestupu tepla na vnitřní straně potrubí

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d \cdot \rho_w}{\mu_w} = \frac{0,237 \cdot 0,01 \cdot 969}{3,37.10^{-4}} = 6821$$

$$A = \frac{1}{(1,82 \cdot \log \text{Re} - 1,64)^2 \cdot 8} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log 6821 - 1,64)^2 \cdot 8} = 0,004387$$

$$\text{Nu} = \frac{A \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12,7 \sqrt{A} \cdot (\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1)} = \frac{0,004387 \cdot (6821 - 1000) \cdot 2,11}{1 + 12,7 \sqrt{0,004387} \cdot (2,11^{\frac{2}{3}} - 1)} = 34,933$$

$$\alpha_i = \frac{Nu \cdot \lambda_w}{d} = \frac{34,933 \cdot 0,672}{0,01} = 2347 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- odhadovaný součinitel přestupu tepla z vnější strany

$$\alpha_e = 1500 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- součinitel prostupu tepla

$$k_e = \frac{1}{\frac{D}{d \cdot \alpha_i} + \frac{D \cdot \ln \frac{D}{d}}{2 \cdot \lambda_{Cu}} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{\frac{0,0012}{0,01 \cdot 2347} + \frac{0,012 \cdot \ln \frac{0,012}{0,01}}{2 \cdot 350} + \frac{1}{11752}}$$

$$k_e = 847 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- velikost teplosměnné plochy - vnější povrch trubek

$$S_e = \frac{\dot{Q}_D}{k_e \cdot \Delta T_{ln}} = \frac{7882}{847 \cdot 3,274} = 2,843 \text{ m}^2$$

- potřebná délka potrubí

$$L = \frac{S_e}{\pi \cdot D} = \frac{2,843}{3,14 \cdot 0,012} = 75,454 \text{ m}$$

- počet trubek

$$z = \frac{L}{L_{tr}} = \frac{75,454}{0,7} = 107,791 \rightarrow 108 \text{ } (L_{tr} - \text{zvolená délka jedné trubky})$$



## 5. Návrh zapojení solárního chladicího systému s absorpční jednotkou

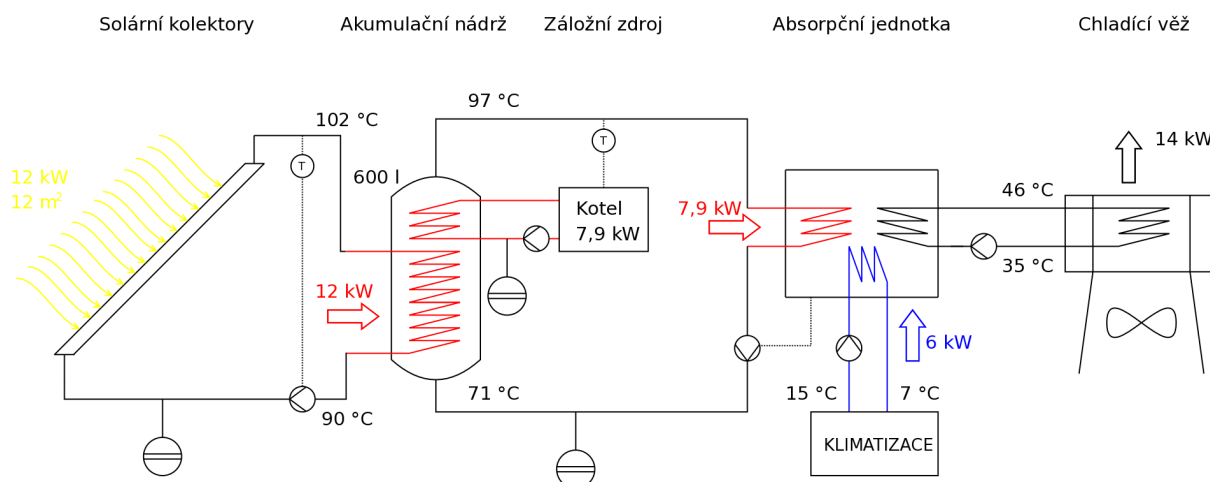
Cílem je navrhnout vhodné propojení absorpční chladicí jednotky z předchozí kapitoly s komponenty potřebnými pro vytvoření solárního chladicího systému. Mezi hlavní komponenty tohoto systému patří solární kolektory, nutné pro přivedení tepla potřebného pro pohon absorpční jednotky a chladicí věž kvůli odvodu odpadního nízko-potencionálního tepla z jednotky. Pro správnou funkci chladicího systému je zapotřebí také akumulární nádrž, doplňkový zdroj tepla, regulační systém, expanzní nádoby a čerpadla. Celkové schéma zapojení solárního chladicího systému, s vyznačenými navrhovanými parametry, je uvedeno na obrázku 26.

Návrh výkonových parametrů tohoto systému vychází z hodnot vypočtených při návrhu absorpční jednotky:

chladicí výkon absorpční jednotky	6 kW
tepelný výkon potřebný pro provoz absorpční jednotky	7,9 kW
výkon potřebný pro odvedení absorpčního tepla	7,6 kW
výkon potřebný pro odvedení kondenzačního tepla	6,4 kW

Také vstupní a výstupní teploty vody (topné, chlazené a chladicí) vychází z hodnot vypočtených při návrhu absorpční jednotky:

vstupní teplota topné vody do jednotky	97 °C
výstupní teplota topné vody z jednotky	71 °C
vstupní teplota chlazené vody do jednotky	15 °C
výstupní teplota chlazené vody z jednotky	7 °C
vstupní teplota chladicí vody do jednotky	35 °C
výstupní teplota chladicí vody z jednotky	46 °C



Obr. 26 – Solární chladicí systém

Minimální tepelný výkon dodávaný solárními kolektory, musí být stejně velký, jako tepelný výkon potřebný pro provoz absorpční jednotky (7,9 kW). (Konkrétně se jedná o tepelný výkon přiváděný do desorbéru.) Výkon kolektorů se nemění pouze během dne s měnící se polohou slunce. Je ovlivněn také počasím. Lze uvažovat, že výkon kolektorů je zhruba 1000 W/m² při jasné obloze, 600 W/m² při občasných mracích a 200 W/m² při úplném zatažení. Z toho vyplývá, že výkon kolektorů by měl být větší než výkon potřebný pro provoz absorpční jednotky, kvůli dostatečné výkonové rezervě. Příliš předimenzovaný výkon kolektorů by ale mohl způsobovat problémy s odvodem přebytečného tepla a také prostorová náročnost kolektorů je velká. Ze všech výše uvedených důvodů volím tepelný výkon kolektorů zhruba o 50% větší než minimální.

$$\dot{Q}_{\text{KOLEKTORŮ}} = \dot{Q}_{\text{KOLEKTORŮ, MIN}} \cdot 1,5 = 7,9 \cdot 1,5 = 11,85 \rightarrow 12 \text{ kW}$$

Plocha kolektorů s tímto výkonem bude tedy (při předpokládané jasné obloze):

$$S_{\text{KOLEKTORŮ}} = \frac{\dot{Q}_{\text{KOLEKTORŮ}}}{\dot{Q}_{1\text{m}^2}} = \frac{12}{1} = 12 \text{ m}^2$$

Problém s proměnlivým výkonem solárních kolektorů, z hlediska nestability slunečního svitu, lze řešit pomocí akumulční nádrže, což je vlastně zásobník tepla.

Navrhovaná nádrž je vertikální válcová nádoba naplněná vodou. Vertikální tvar nádrže je zvolen z hlediska rozvrstvení teplot. Voda o nejvyšší teplotě proudí z horní části nádrže do desorbéru absorpční jednotky a z něho se vrací ochlazená do spodní části nádrže. V nádrži je

umístěn trubkový výměník tepla, ve kterém proudí voda ze solárních kolektorů. Tento výměník na jedné straně ohřívá vodu v akumulární nádrži a na druhé straně ochlazuje vodu z kolektorů.

Voda je jako akumulární kapalina velmi vhodná. Teplo se v ní akumuluje ve formě citelného tepla a závisí tedy na měrné tepelné kapacitě akumulární látky, kterou má ze všech známých látek největší právě voda ( $4187 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ). Mezi další výhody vody patří také její snadná dostupnost, cena a dobré vlastnosti pro přestup tepla.

Objem akumulární nádrže je navržen z hlediska podmínky, že při úplném odstavení kolektorů po dobu deseti minut nesmí klesnout teplota výstupní horké vody o víc jak dva stupně Celsia. A to při plně naakumulované nádrži a při plném výkonu absorpční jednotky.

Navrhovaný objem nádrže je potom:

$$V_{\text{AKU}} = \frac{\dot{Q}_D \cdot \tau}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T} = \frac{7900 \cdot 10 \cdot 60}{1000 \cdot 4187 \cdot 2} = 0,57 \text{ m}^3 \rightarrow 600 \text{ litrů}$$

Výkon kolektorů by nikdy neklesl zcela na nulu a při poklesu slunečního záření by klesl i požadovaný chladicí výkon absorpční jednotky a tím pádem i výkon potřebný pro její pohon. Je tedy pravděpodobné, že by kapacita nádrže stačila na více jak deset minut.

Solární chladicí systém musí být schopný zvládat nejen krátkodobé výkyvy výkonu kolektorů, ale také dlouhodobější snížení výkonu v období s nedostatečným slunečním svitem. Proto musí být doplněn záložním zdrojem tepla. Pro tento účel je vhodný kotel na zemní plyn, který vyhovuje z hlediska rychlé a spolehlivé dodávky tepla v případě potřeby. Vodu ohřívá pomocí trubkového výměníku zavedeného do akumulární nádrže. Jeho minimální výkon musí být roven spotřebě absorpční jednotky, zatížené na plný výkon:

$$\dot{Q}_{\text{KOTLE}} = 7,9 \text{ kW}$$

Důležitá je dobrá regulovatelnost kotle z důvodu jeho proměnlivé zátěže. Kotel musí být schopen zcela nahradit kolektory nebo pouze kompenzovat část jejich výkonu. Měl by zajistit dostatečnou teplotu v akumulární nádrži a tím pádem dostatečný výkon absorpční jednotky. Jeho výkon by tedy měl být schopen pohybu z minima, přes plynulé zvyšování (snížování) podle potřeby (aktuálního výkonu kolektorů) až po jeho maximální výkon. Tedy tak, aby byla vždy splněna podmínka:

$$\dot{Q}_{\text{KOLEKTORŮ}} + \dot{Q}_{\text{KOTLE}} = \dot{Q}_D$$

Samotná absorpční jednotka potřebuje nejen přívod tepla, ale také jeho odvod. Nejnižší teplota chladicí vody, kterou je třeba zajistit na základě výpočtů z předchozí kapitoly, je 35 °C .

Tato teplota je relativně nízká, takže hrozí výpadek chladicí jednotky v nejteplejších dnech roku, kdy je jednotka nejvíce potřebná. Z tohoto důvodu je výhodné použít chladicí věž, která umožňuje snížit teplotu chladicí vody pod teplotu okolního vzduchu a snížit tak toto riziko. Její provoz je ovšem spojen s odpadem chladicí vody cirkulující přes věž. Proto je nutné zajistit doplňování chladicí vody. Výkon chladicí věže musí být dostatečný pro uchlazení absorberu a kondenzátoru při plném výkonu jednotky:

$$\dot{Q}_{\text{VĚŽE}} = \dot{Q}_A + \dot{Q}_K = 7,6 + 6,4 = 14 \text{ kW}$$

K správné funkci chladicího systému je také nutný regulační systém. Ten podle naměřené teploty v jednotlivých smyčkách systému a podle nastaveného chladicího výkonu vyhodnotí potřebný průtok vody. Změny průtoků zajistí pomocí čerpadel v jednotlivých smyčkách. Na starost má také regulaci výkonu kotle podle aktuální potřeby. K zachycení změn objemu vody v jednotlivých smyčkách soustavy, způsobených změnou teploty slouží expanzní nádoby.

## **6. Základní technicko-ekonomické srovnání solární chladicí jednotky s kompresorovou chladicí jednotkou**

Cílem je porovnat investiční a provozní náklady na solární chladicí jednotku a na kompresorovou chladicí jednotkou, jakožto nejpoužívanější typ chlazení. Oba dva systémy se používají pro chlazení vody, jež je dále využívána v klimatizační jednotce.

Ceny jednotlivých částí těchto systému byly zjištěny poptávkou u příslušných firem. Ceny některých součástí byly zjištěny přímo z internetových stránek odborných firem, podobně jako ceny elektřiny a plynu. Technické parametry nejdůležitějších komponent jsou uvedeny v přílohách.

Pro zvýšení vypovídající hodnoty tohoto srovnání je solární chladicí systém řešen ve dvou variantách:

- 1. varianta s chladícím výkonem 20 kW
- 2. varianta s chladícím výkonem 200 kW

Stejně tak kompresorový chladicí systém:

- 1. varianta s chladícím výkonem 20 kW
- 2. varianta s chladícím výkonem 100 kW

## 6.1 Solární chladicí systém - 1. varianta (20 kW) Investiční a provozní náklady

Systém se skládá ze součástí popsaných v kapitole 5. Jedná se tedy o absorpční jednotku, solární kolektory, kotel, akumulční nádrž a chladicí věž. Dále následuje přehled investiční a provozních nákladů jednotlivých komponent:

1) jednostupňový absorpční stroj WFC05 (82/93°C, 20kW - příloha 1)

- investiční náklady

$$N_{I-\text{absorpční jednotka}} = 478400 \text{ Kč (www.sokra.cz - poptáno)}$$

- roční provozní náklady - spotřeba elektřiny

$$N_{P-\text{absorpční jednotka}} = P_{el} \cdot \tau_r \cdot i_e = 0,048 \cdot 500 \cdot 4,76 = 114 \text{ Kč.rok}^{-1}$$

kde  $P_{el}$  - elektrický příkon [kW]

$\tau_r$  - roční doba provozu [hod/rok]

- odhadnuto na 500 hodin ročně

$i_e$  - cena elektřiny [Kč/kW.h] (www.eon.cz)

2) chladicí věž TVAP 008 (otevřený okruh, axiální ventilátor - příloha 2)

- investiční náklady

$$N_{I-\text{chladicí věž}} = 128570 \text{ Kč (www.sokra.cz - poptáno)}$$

- roční provozní náklady - spotřeba elektřiny a vody

$$N_{P1-\text{chladicí věž}} = P_{el} \cdot \tau_r \cdot i_e = 0,37 \cdot 500 \cdot 4,76 = 881 \text{ Kč.rok}^{-1}$$

$$N_{P2-\text{chladicí věž}} = u_v \cdot \tau_r \cdot i_v = 0,02 \cdot 500 \cdot 56,67 \cdot \frac{3600}{1000} = 2040 \text{ Kč.rok}^{-1}$$

kde  $u_v$  - odpařená voda + úlet [l/s]

$i_v$  - cena vody [Kč/m<sup>3</sup>] (www.bvk.cz)

3) solární kolektory - Ekostart therma blue ([www.ekosolaris.cz](http://www.ekosolaris.cz))

- investiční náklady

$$N_{I-\text{kolektory}} = z_k \cdot i_k = 22 \cdot 13000 = 286000 \text{ Kč}$$

kde  $z_k$  - počet kolektorů $i_k$  - cena kolektorů [Kč/kus]

$$z_k = \frac{S_p}{S_1} = \frac{44}{2} = 22$$

 $S_1$  - plocha jednoho kolektoru [m<sup>2</sup>] $S_p$  - potřebná plocha kolektorů [m<sup>2</sup>]

- o 50% větší než minimální (viz. kap.5)

$$S_p = \frac{\dot{Q}_{\text{potř}} \cdot 1,5}{\dot{Q}_{1\text{m}^2}} = \frac{29,6 \cdot 1,5}{1} = 44 \text{ m}^2$$

 $\dot{Q}_{\text{potř}}$  - tepelný výkon potřebný pro absorpční jednotku (příloha 1) [kW] $\dot{Q}_{1\text{m}^2}$  - výkon kolektorů (1 kW/m<sup>2</sup> - viz. kap.5) [kW]4) stacionární litinový kotel - GN 1.03 (zemní plyn, [www.enbra.cz](http://www.enbra.cz))

- investiční náklady

$$N_{I-\text{kotel}} = 21408 \text{ Kč}$$

- roční provozní náklady - spotřeba plynu

$$N_{P-\text{kotel}} = \frac{\dot{Q}_{\text{potř}} \cdot \tau_{rk} \cdot i_{pl}}{\eta_{kot}} = \frac{29,6 \cdot 50 \cdot 1,66}{0,93} = 2642 \text{ Kč.rok}^{-1}$$

kde  $\tau_{rk}$  - roční doba provozu kotle [hod/rok]

- pouze při nedostatečné teplotě vody v akumulární nádrži

- odhadnuto na 50 hodin ročně (10% z doby provozu jednotky)

 $i_{pl}$  - cena plynu [Kč/kW.h] ([www.rwe.cz](http://www.rwe.cz)) $\eta_{kot}$  - účinnost kotle

## 4) akumulční nádrž

$$N_{I-aku} = \text{cca } 20000 \text{ Kč}$$

## 5) ostatní (+stavební úpravy)

$$N_{I-ost} = \text{cca } 30000 \text{ Kč}$$

Přehled investičních a ročních provozních nákladů a jejich součet:

	investiční [Kč]	provozní [Kč/rok]
absorpční jednotka	478400	114
chladicí věž	128570	2921
solární kolektory	286000	-
kotel	21408	2642
akumulační nádrž	20000	-
ostatní	30000	-
<b>CELKEM</b>	<b>964378</b>	<b>5677</b>

Tab. 3 - Investiční a provozní náklady na první variantu solárního chladicího systému



## 6.2 Solární chladicí systém - 2. varianta (200 kW) Investiční a provozní náklady

Systém se skládá ze součástí popsaných v kapitole 5. Jedná se tedy o absorpční jednotku, solární kolektory, kotel, akumulční nádrž a chladicí věž. Dále následuje přehled investiční a provozních nákladů jednotlivých komponent:

1) jednostupňový absorpční stroj Broad BDH (88/98°C, 200kW - příloha 3)

- investiční náklady

$$N_{I-\text{absorpční jednotka}} = 1\,196\,000 \text{ Kč (www.sokra.cz)}$$

- roční provozní náklady - spotřeba elektřiny

$$N_{P-\text{absorpční jednotka}} = P_{el} \cdot \tau_r \cdot i_e = 2,5 \cdot 500 \cdot 4,76 = 5955 \text{ Kč.rok}^{-1}$$

kde  $P_{el}$  - elektrický příkon [kW]

$\tau_r$  - roční doba provozu [hod/rok]

- odhadnuto na 500 hodin ročně

$i_e$  - cena elektřiny [Kč/kW.h] (www.eon.cz)

2) chladicí věž TVAP 038 (otevřený okruh, axiální ventilátor - příloha 4)

- investiční náklady

$$N_{I-\text{chladicí věž}} = 304\,980 \text{ Kč (www.sokra.cz - poptáno)}$$

- roční provozní náklady - spotřeba elektřiny a vody

$$N_{P1-\text{chladicí věž}} = P_{el} \cdot \tau_r \cdot i_e = 2,5 \cdot 500 \cdot 4,76 = 5955 \text{ Kč.rok}^{-1}$$

$$N_{P2-\text{chladicí věž}} = u_v \cdot \tau_r \cdot i_v = 0,19 \cdot 500 \cdot 56,67 \cdot \frac{3600}{1000} = 19\,381 \text{ Kč.rok}^{-1}$$

kde  $u_v$  - odpařená voda + úlet [l/s]

$i_v$  - cena vody [Kč/m<sup>3</sup>] (www.bvk.cz)

3) solární kolektory - Ekostart therma blue ([www.ekosolaris.cz](http://www.ekosolaris.cz))

- investiční náklady

$$N_{I-\text{kolektory}} = z_k \cdot i_k = 200 \cdot 13000 = 2\,600\,000 \text{ Kč}$$

kde  $z_k$  - počet kolektorů $i_k$  - cena kolektorů [Kč/kus]

$$z_k = \frac{S_p}{S_1} = \frac{400}{2} = 200$$

 $S_1$  - plocha jednoho kolektoru [m<sup>2</sup>] $S_p$  - potřebná plocha kolektorů [m<sup>2</sup>]

- o 50% větší než minimální (viz. kap.5)

$$S_p = \frac{\dot{Q}_{\text{potř}} \cdot 1,5}{\dot{Q}_{1\text{m}^2}} = \frac{267 \cdot 1,5}{1} = 400 \text{ m}^2$$

 $\dot{Q}_{\text{potř}}$  - tepelný výkon potřebný pro absorpční jednotku (příloha 1) [kW] $\dot{Q}_{1\text{m}^2}$  - výkon kolektorů (1 kW/m<sup>2</sup> - viz. kap.5) [kW]4) stacionární litinový kotel - GN 4.09 (zemní plyn, [www.enbra.cz](http://www.enbra.cz))

- investiční náklady

$$N_{I-\text{kotel}} = 186818 \text{ Kč}$$

- roční provozní náklady - spotřeba plynu

$$N_{P-\text{kotel}} = \frac{\dot{Q}_{\text{potř}} \cdot \tau_{rk} \cdot i_{pl}}{\eta_{kot}} = \frac{267 \cdot 50 \cdot 1,17}{0,93} = 16795 \text{ Kč.rok}^{-1}$$

kde  $\tau_{rk}$  - roční doba provozu kotle [hod/rok]

- pouze při nedostatečné teplotě vody v akumulární nádrži

- odhadnuto na 50 hodin ročně (10% z doby provozu jednotky)

 $i_{pl}$  - cena plynu [Kč/kW.h] ([www.rwe.cz](http://www.rwe.cz)) $\eta_{kot}$  - účinnost kotle

## 4) akumulční nádrž

$$N_{I-aku} = \text{cca } 40000 \text{ Kč}$$

## 5) ostatní (+stavební úpravy)

$$N_{I-ost} = \text{cca } 100000 \text{ Kč}$$

Přehled investičních a ročních provozních nákladů a jejich součet:

	investiční [Kč]	provozní [Kč/rok]
absorpční jednotka	1196000	5955
chladicí věž	304980	25336
solární kolektory	2600000	-
kotel	186818	16795
akumulační nádrž	40000	-
ostatní	100000	-
<b>CELKEM</b>	<b>4427798</b>	<b>48086</b>

Tab. 4 - Investiční a provozní náklady na druhou variantu solárního chladicího systému

### 6.3 Kompresorový chladicí systém - 1. varianta (20 kW) Investiční a provozní náklady

Systém se skládá z kompresorové vzduchem chlazené chladicí jednotky firmy MTA. Investiční a provozní náklady tvoří náklady na tuto jednotku (plus ostatní náklady):

1) strojní chladič vody TAEevo-051 (*příloha 5*)

- investiční náklady

$$N_{\text{I-kompresorová jednotka}} = 160000 \text{ Kč (www.kompresory-chlazení.cz -poptáno)}$$

- roční provozní náklady - spotřeba elektřiny

$$N_{\text{P-kompresorová jednotka}} = P_{\text{el}} \cdot \tau_r \cdot i_e = 5.500 \cdot 4,76 = 11910 \text{ Kč.rok}^{-1}$$

kde  $P_{\text{el}}$  - elektrický příkon [kW]

$\tau_r$  - roční doba provozu [hod/rok]

$i_e$  - cena elektřiny [Kč/kW.h] (*www.eon.cz*)

2) ostatní (+stavební úpravy)

$$N_{\text{I-ost}} = \text{cca } 20000 \text{ Kč}$$

Přehled investičních a ročních provozních nákladů a jejich součet:

	investiční [Kč]	provozní [Kč/rok]
kompresorová jednotka	160000	11910
ostatní	20000	-
<b>CELKEM</b>	<b>180000</b>	<b>11910</b>

Tab. 5 - Investiční a provozní náklady na 1. variantu kompresorového chladicího systému

## 6.4 Kompresorový chladicí systém - 2. varianta (100 kW) Investiční a provozní náklady

Systém se skládá z kompresorové vzduchem chlazené chladicí jednotky firmy MTA. Investiční a provozní náklady tvoří náklady na tuto jednotku (plus ostatní náklady):

1) strojní chladič vody TAEevo-351 (*příloha 5*)

- investiční náklady

$$N_{I-\text{kompresorová jednotka}} = 450000 \text{ Kč} \text{ (www.kompresory-chlazení.cz)}$$

- roční provozní náklady - spotřeba elektřiny

$$N_{P-\text{kompresorová jednotka}} = P_{el} \cdot \tau_r \cdot i_e = 22,6 \cdot 500 \cdot 4,76 = 53833 \text{ Kč.rok}^{-1}$$

kde  $P_{el}$  - elektrický příkon [kW]

$\tau_r$  - roční doba provozu [hod/rok]

- odhadnuto na 500 hodin ročně

$i_e$  - cena elektřiny [Kč/kW.h] (www.eon.cz)

2) ostatní (+stavební úpravy)

$$N_{I-\text{ost}} = \text{cca } 50000 \text{ Kč}$$

Přehled investičních a ročních provozních nákladů a jejich součet:

	investiční [Kč]	provozní [Kč/rok]
kompresorová jednotka	450000	58833
ostatní	50000	-
<b>CELKEM</b>	<b>500000</b>	<b>58833</b>

Tab.6 - Investiční a provozní náklady na 2. variantu kompresorového chladicího systému

## 6.5 Porovnání investičních a provozních nákladů jednotlivých variant

Celkové investiční a provozní náklady spočítané pro každou variantu je vhodné přepočítat na měrné, což jsou náklady vztažené na jeden kilowatt chladicího výkonu. Přepočet například pro první variantu solárního systému by tedy vypadal:

$$n_i = \frac{N_i}{Q_j} = \frac{964378}{20} = 48219 \text{ Kč.kW}^{-1}$$

$$n_p = \frac{N_p}{Q_j} = \frac{5678}{20} = 284 \text{ Kč.kW}^{-1}.\text{rok}^{-1}$$

kde	$N_i$ - celkové investiční náklady	[Kč]
	$N_p$ - celkové roční provozní náklady	[Kč/rok]
	$n_i$ - měrné investiční náklady	[Kč/kW]
	$n_p$ - měrné roční provozní náklady	[Kč/kW.rok]
	$Q_j$ - jmenovitý chladicí výkon	[kW]

Přehled investičních a provozních nákladů vypočtených v předchozích kapitolách a jejich přepočet na měrné je uveden v tabulce 7:

	SOLÁRNÍ SYSTÉM		KOMPRESOROVÝ SYSTÉM	
	varianta 1 (20 kW)	varianta 2 (200 kW)	varianta 1 (20 kW)	varianta 2 (100 kW)
investiční náklady celkové [Kč]	964 378	4 427 798	180 000	500 000
provozní náklady celkové [Kč/rok]	5 678	48 086	11 910	58 833
investiční náklady měrné [Kč/kW]	48 219	22 139	8 824	4 990
provozní náklady měrné [Kč/kW.rok]	284	240	584	537

Tab. 7 – Investiční a provozní náklady jednotlivých variant

Z tabulky 7 je vidět, že solární systémy mají oproti kompresorovým mnohem větší měrné investiční náklady a naopak zhruba poloviční měrné provozní náklady.

Pro určení ročních výrobních nákladů, vztažených na jeden kilowatt chladicího výkonu, jsou dále spočítány měrné výrobní náklady jednotlivých systémů. Ty se skládají z měrných provozních nákladů a z odpisů měrných investičních nákladů. Výpočet například pro první variantu solárního systému s dvacetiletou dobou odepisování vypadá takto:

$$n_v = \frac{n_i}{\tau_o} + n_p = \frac{48219}{20} + 284 = 2695 \text{ Kč.kW}^{-1}.\text{rok}^{-1}$$

kde  $n_v$  - měrné výrobní náklady [Kč/kW.rok]  
 $\tau_o$  - doba odepisování [rok]

Přehled měrných výrobních nákladů, vypočtených pro různé doby odepisování, je uveden v tabulce 8:

		SOLÁRNÍ SYSTÉM		KOMPRESOROVÝ SYSTÉM	
		varianta 1 (20 kW)	varianta 2 (200 kW)	varianta 1 (20 kW)	varianta 2 (100 kW)
$n_v$ [Kč/kW.rok]	$\tau_o$ [rok]	5106	2454	1466	1036
	15	3498	1716	1172	870
	20	2695	1348	1025	787
	25	2213	1126	937	737

Tab. 8 - Výrobní náklady jednotlivých variant

Jak je vidět z tabulky výše, doba odepisování má mnohem větší vliv na měrné výrobní náklady u solárních systému než u kompresorových. To je dáno jejich mnohem většími investičními náklady než provozními, které mají na výrobní náklady relativně malý vliv. Zato u kompresorových systému mají provozní náklady na výrobní náklady zásadní vliv.

Z tabulky je také vidět, že menší výrobní náklady mají systémy kompresorové, z nichž nejlepších výsledků dosahuje druhá varianta. S rostoucí dobou odepisování se sice zejména druhá varianta solárního systému dotahuje na kompresorové systémy, ale i při 25 letech odepisování mají kompresorové systémy stále menší výrobní náklady. To je způsobeno vysokými investičními náklady na solární systémy.

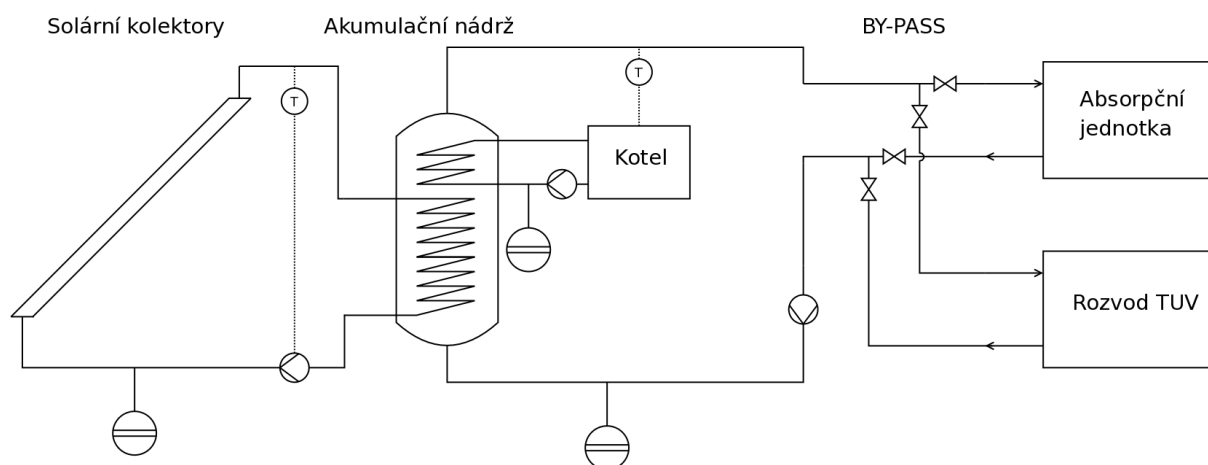
K určení doby provozu nutné k tomu, aby se vyplatil solární systém oproti kompresorovému, slouží výpočet návratnosti solárního systému. Ten je proveden na druhých variantách obou systémů, u nichž byly spočítány nejlepší výsledky, tedy nejnižší výrobní náklady. Návratnost je spočtena z měrných investičních a provozních nákladů solárního a kompresorového systému:

$$\text{Návratnost} = \left| \frac{n_{i-\text{solární}} - n_{i-\text{kompresorové}}}{n_{p-\text{solární}} - n_{p-\text{kompresorové}}} \right| = \left| \frac{22139 - 4990}{240 - 537} \right| = 58 \text{ let}$$



## 6.6 Zlepšení ekonomiky provozu solárního systému jeho kombinací se systémem ohřevu TUV

Pro zlepšení ekonomiky solárního systému je výhodné jeho využití i jako systému k ohřevu teplé užitkové vody v době, kdy není nutné chlazení. Horká voda z akumulární nádrže v tom případě neproudí do absorpční jednotky, ale do rozvodu TUV.



Obr. 27 - Využití solárních kolektorů k ohřevu TUV

Teplo ze solárních kolektorů částečně nebo zcela nahradí teplo z konvenčního zdroje tepla. Ušetřené náklady na palivo konvenčního zdroje zlepšují ekonomiku solárního systému. Můžeme například uvažovat, že kolektory budou ohřívat vodu, kterou by jinak ohříval kotel na zemní plyn. V tomto režimu by kolektory pracovaly jen v určitých měsících v roce. Za rok by tak dodali energii uvedenou v tabulce 9.

	$Q_s \text{ [kW.h.m}^{-2}\text{]}$
leden	33,8
únor	57,7
březen	104,5
duben	129
září	120,3
říjen	70,4
listopad	32,7
prosinec	22,3
<b>CELKEM</b>	<b>570,7</b>

Tab. 9 - Průměrná energie dopadající za měsíc (Praha, úhel sklonu kolektorů 45°) [3]

Následující výpočty jsou provedeny na první variantě solárního systému.

- celková energie zachycená kolektory za rok

$$Q_{\text{celk}} = S_{\text{kol}} \cdot \sum Q_s = 44.570.7 = 25340 \text{ kW.h.rok}^{-1}$$

kde  $S_{\text{kol}}$  - plocha kolektoru solárního systému  $[\text{m}^2]$   
 $Q_s$  - energie dopadající za jednotlivé měsíce  $[\text{kW.h/m}^2.\text{rok}^1]$

- uspořené roční náklady na plyn

$$N_{\text{uspoř}} = Q_{\text{celk}} \cdot i_{\text{pl}} = 25340 \cdot 1,17 = 29648 \text{ Kč rok}^{-1}$$

kde  $i_{\text{pl}}$  - cena plynu  $[\text{Kč/kW.h}]$

- měrné výrobní náklady solárního systému se započtením úspor za plyn  
*(při době odepisování 20 let)*

$$n_v = \frac{N_i}{P_j \tau_o} + \frac{N_p - N_{\text{uspoř}}}{P_j} = \frac{964378}{20 \cdot 20} + \frac{5678 - 29648}{20} = 1212 \text{ Kč.kW}^{-1}.\text{rok}^{-1}$$

V tabulce 10 je pro srovnání uveden přehled měrných výrobních nákladů solárních a kompresorových systému z minulé kapitoly. Tabulka byla doplněna o měrné výrobní náklady solárních systémů s ohřevem TUV.

	$\tau_o$ [rok]	SOLÁRNÍ SYSTÉM BEZ OHŘEVU TUV		SOLÁRNÍ SYSTÉM S OHŘEVEM TUV		KOMPRESOROVÝ SYSTÉM	
		varianta 1 (20 kW)	varianta 2 (200 kW)	varianta 1 (20 kW)	varianta 2 (200 kW)	varianta 1 (20 kW)	varianta 2 (100 kW)
$n_v$ [Kč/kW.rok]	10	5106	2454	3623	1117	1466	1036
	15	3498	1716	2016	380	1172	870
	20	2695	1348	1212	20	1025	787
	25	2213	1126	730	-211	937	737

Tab. 10 – Porovnání výrobních nákladů solárního systému bez a s ohřevem TUV

Z tabulky 10 lze vyčíst podstatné zlepšení ekonomiky solárních chladících systému, při jejich využití také pro ohřev TUV. Dosahují již lepších výsledků než systémy kompresorové a to zejména druhá varianta. Červeným písmem označené výrobní náklady u této varianty dokonce dosahují záporných hodnot. Což znamená, že investiční náklady již byly splaceny a solární systém pouze vydělává tím, že šetří náklady na plyn. Za jaký čas provozu systému k tomu dojde, můžeme spočítat takto:

$$\tau_{\text{SPLACENÍ}} = \frac{N_i}{N_{\text{uspoř}} - N_p} = \frac{964378}{29647 - 5678} = 40 \text{ let} - \text{u první varianty}$$

$$\tau_{\text{SPLACENÍ}} = \frac{N_i}{N_{\text{uspoř}} - N_p} = \frac{4427798}{267421 - 48086} = 20 \text{ let} - \text{u druhé varianty}$$

V předchozí kapitole byla spočítána návratnost druhé varianty solárního systému ve srovnání s druhou variantou kompresorového systému. V tomto případě byla návratnost 58 let. U solárního systému doplněného o ohřev TUV (2.varianta) vyjde návratnost:

$$\text{Návratnost} = \frac{n_{i-\text{solární}} - n_{i-\text{kompresorové}}}{n_{p-\text{solární}} - n_{p-\text{kompresorové}} + n_{p-\text{ušetřené}}} = \frac{22139 - 4990}{240 - 537 + 1337} = 11 \text{ let}$$

Návratnost 11 let je výrazně lepší než předchozích 58 let, což dělá solární chladicí systém ekonomicky mnohem zajímavější.

## 6.7 Ekonomické zhodnocení chladicí jednotky po nahrazení solárních kolektorů kotlem na zemní plyn

V této kapitole je posouzena ekonomika chladicího systému při nahrazení solárních kolektorů kotlem na zemní plyn. Investiční náklady tohoto systému se zmenší o náklady na kolektory a akumulční nádrž. Provozní náklady tohoto systému výrazně stoupnou z důvodu větší spotřeby plynu oproti solárnímu. Jejich velikosti jsou spočítány podobně jako v předchozích kapitolách a společně s investičními náklady jsou uvedeny v tabulce 11.

	1. varianta		2. varianta	
	investiční [Kč]	provozní [Kč/rok]	investiční [Kč]	provozní [Kč/rok]
absorpční jednotka	478400	114	1196000	5955
chladicí věž	128570	2921	304980	25336
kotel	21408	18619	186818	167952
ostatní	20000	-	40000	-
<b>CELKEM</b>	<b>648378</b>	<b>21654</b>	<b>1727798</b>	<b>199243</b>

Tab. 11 – Investiční a provozní náklady na chladicí systém bez solárních kolektorů

Měrné výrobní náklady chladicího systému s kolektory a systému s kotlem na zemní plyn jsou uvedeny v tabulce 12.

		ABSORPČNÍ JEDNOTKA S KOLEKTORY		ABSORPČNÍ JEDNOTKA S KOTLEM NA PLYN	
	$\tau_0$ [rok]	varianta 1 (20 kW)	varianta 2 (200 kW)	varianta 1 (20 kW)	varianta 2 (200 kW)
$n_v$ [Kč/kW.rok]	10	5106	2454	4325	1180
	15	3498	1716	3244	1586
	20	2695	1348	2704	1438
	25	2213	1126	2380	1350

Tab. 12 – Měrné výrobní náklady systému s kolektory a systému s kotlem na zemní plyn

Náklady jsou spočítány pro případ, že plyn ohřívá vodu, která proudí do absorpční jednotky místo vody z kolektorů. Tato absorpční jednotka je jednostupňová. Absorpční jednotka přímo vytápěná zemním plynem by dosáhla lepších výsledků, a to díky teplotě desorpce dostatečně vysoké i pro třístupňový oběh s vyšším chladicím faktorem (COP).

## 7. Závěr

V diplomové práci byly uvedeny možné principy solárních chladících systémů. Z nich nejvíce perspektivní a v praxi použitelný se jeví systém na principu absorpčního oběhu.

V práci navrhovaná absorpční jednotka pracující na tomto principu má chladicí výkon 6 kW a používá pracovní dvojici voda-BrLi. U ní použitý jednostupňový oběh, je její největší omezení snižující účinnost jednotky. Pro použití účinnějšího dvoustupňového nebo třístupňového oběhu by byla zapotřebí vyšší teplota topné vody, než ta, které dosahují solární kolektory.

Absorpční jednotka byla při návrhu kompletního solárního chladícího systému doplněna o potřebné součásti. Jednalo se hlavně o solární kolektory přivádějící tepelnou energii, chladicí věž odvádějící nevyužitelnou nízkopotenciální tepelnou energii a akumulací nádrž s kotlem jako systémem vyrovnávání změn výkonu kolektorů. Navržený systém je schopný chladit vodu na parametry vhodné pro většinu klimatizačních jednotek (7/15 °C).

Z provedeného technicko-ekonomického srovnání solárního a kompresorového chladícího systému lze učinit několik závěrů. Solární systémy mají mnohem větší investiční náklady než kompresorové a zároveň zhruba poloviční náklady provozní. Při porovnání výrobních nákladů obou systémů jsou na tom hůře systémy solární, u kterých nižší provozní náklady nedokáží vynahradit příliš vysoké náklady investiční. K výraznému zlepšení ekonomiky solárního chladícího systému dojde po jeho využití i jako systému k ohřevu teplé užitkové vody v době, kdy není nutné chlazení. Toto opatření ho již činí ekonomicky velmi zajímavý.

Do budoucna lze předpokládat růst cena elektřiny a s ní i výhodnosti solárních chladících systémů. Nasazení těchto systémů je výhodné zejména v lokalitách s nedostatkem elektrické energie. Jejich přínos spočívá i v odlehčení zátěže elektrizační soustavy v odpoledních špičkách a také snížení produkce skleníkových plynů.

## 8. Seznam použitých zdrojů

- [1] HOCH, V. *Chladicí technika*. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1992. 183 s. ISBN 80-214-0412-4.
- [2] DVOŘÁK, Z. *Základy chladicí techniky*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1986. 247 s.
- [3] CIHELKA, J. *Solární tepelná technika*. 1. vyd. Praha: T. Malina, 1994. 208 s. ISBN 80-900759-5-9.
- [4] J. KRBEK, B. POLESNÝ *Závěrečný projekt: Výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: VUT Brno, 1987. 336 s.
- [5] JÍCHA, M. *Přenos tepla a látky*. 1. vyd. Brno : CERM, 2001. 160 s. ISBN 80-214-2029-4.
- [6] BEGENI, S. *Absorpční chlazení – nové trendy, aplikace* In *Teplárenské dny - Dálkové zásobování chladem: šance pro teplárenství*. Teplárenské sdružení České republiky. 2008.
- [7] ALEFELD G., RADERMACHER R. *Heat conversion system*. Technical University of Munich. CRC Press, 2004. ISBN: 0-8493-8928-3.

*internetové zdroje:*

- [8] <http://www.eru.cz>
- [9] <http://www.ceps.cz>
- [10] <http://www.chmi.cz>
- [11] <http://www.eko-solar.cz>
- [12] <http://www.eere.energy.gov>
- [13] <http://www.sokra.cz>
- [14] <http://www.ekosolaris.cz>
- [15] <http://www.kompresory-chlazení.cz>
- [16] <http://www.enbra.cz>
- [17] <http://www.eon.cz>
- [18] <http://www.rwe.cz>
- [19] <http://www.bvk.cz>
- [20] <http://www.tzb-info.cz>

## 9. Seznam použitých zkratk a symbolů

<i>Značka</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Význam</i>
A	[-]	pomocná konstanta
COP	[-]	chladicí faktor
$c_p$	[kJ/kg.K]	měrná tepelná kapacita
D	[mm]	vnější průměr trubky
d	[mm]	vnitřní průměr trubky
E	[J]	dodávaná energie
F	[m <sup>3</sup> /s]	průtok chladicí chladicí vody
f	[kg/kg]	jednotkový průtok bohatého kapaliny
f-1	[kg/kg]	jednotkový průtok chudé kapaliny
g	[m/s <sup>2</sup> ]	gravitační zrychlení
H	[m]	svislá výška stěny
$i_1$	[kJ/kg]	entalpie chladiva vstupujícího do výparníku
$i_1'$	[kJ/kg]	entalpie chladiva vystupujícího z výparníku
$i_2$	[kJ/kg]	entalpie chladiva opouštějícího kondenzátor
$i_3$	[kJ/kg]	entalpie bohatého roztoku opouštějícího absorbér
$i_4$	[kJ/kg]	entalpie na začátku desorpčního procesu
$i_4'$	[kJ/kg]	entalpie chladiva opouštějícího desorbér
$i_4''$	[kJ/kg]	entalpie roztoku opouštějícího mezivýměník
$i_5$	[kJ/kg]	entalpie chudého roztoku opouštějícího desorbér
$i_6$	[kJ/kg]	entalpie na začátku absorpčního procesu
$i'$	[kJ/kg]	entalpie kondenzátu
$i''$	[kJ/kg]	entalpie páry
$i_e$	[Kč/kW.h]	cena elektřiny
$i_{pl}$	[Kč/kW.h]	cena plynu
$i_v$	[Kč/m <sup>3</sup> ]	cena vody
$i_k$	[Kč/kus]	cena kolektorů
$k_e$	[W/m <sup>2</sup> .K]	součinitel prostupu tepla
L	[m]	délka potrubí
$L_{tr}$	[m]	délka jedné trubky
m	[kg/s]	hmotnostní tok chladiva

$m_B$	[kg/s]	hmotnostní tok bohatého roztoku
$m_{CH}$	[kg/s]	hmotnostní tok chudého roztoku
$m_w$	[kg/s]	hmotnostní tok chladicí vody
$m_{tr}$	[-]	odhadnutý počet trubek
$N_I$	[Kč]	celkové investiční náklady
$N_P$	[Kč/rok]	celkové roční provozní náklady
$N_{I-absorpční jednotka}$	[Kč]	investiční náklady na absorpční jednotku
$N_{I-chladicí věž}$	[Kč]	investiční náklady na chladicí věž
$N_{I-kolektory}$	[Kč]	investiční náklady na solární kolektory
$N_{I-kotel}$	[Kč]	investiční náklady na kotel
$N_{I-aku}$	[Kč]	investiční náklady na akumulární nádrž
$N_{I-kompresorová jednotka}$	[Kč]	investiční náklady na kompresorovou jednotku
$N_{I-ost}$	[Kč]	ostatní investiční náklady
$N_{P-absorpční jednotka}$	[Kč/rok]	provozní náklady na absorpční jednotku
$N_{P1-chladicí věž}$	[Kč/rok]	provozní náklady na chladicí věž (elektřina)
$N_{P2-chladicí věž}$	[Kč/rok]	provozní náklady na chladicí věž (voda)
$N_{P-kotel}$	[Kč/rok]	provozní náklady na kotel
$N_{P-kompresorová jednotka}$	[Kč/rok]	provozní náklady na kompresorovou jednotku
$N_{uspoř}$	[Kč/rok]	uspořené roční náklady na plyn
$Nu$	[-]	Nusseltovo číslo
$n_I$	[Kč/kW]	měrné investiční náklady
$n_P$	[Kč/kW.rok]	měrné provozní náklady
$n_V$	[Kč/kW.rok]	měrné výrobní náklady
$n_i - \text{solární}$	[Kč/kW]	měrné investiční náklady na solární chladicí systém
$n_i - \text{kompresorové}$	[Kč/kW]	měrné investiční náklady na kompresorový chladicí systém
$n_p - \text{solární}$	[Kč/kW.rok]	měrné provozní náklady na solární chladicí systém
$n_p - \text{kompresorové}$	[Kč/kW.rok]	měrné provozní náklady na kompresorový chladicí systém
$n_p - \text{ušetřené}$	[Kč/kW.rok]	měrné náklady ušetřené za plyn
$n$	[-]	počet paralelních sekcí
$Pr$	[-]	Prandtlovo číslo
$P_{el}$	[W]	elektrický příkon



$P_{\dot{c}}$	[W]	čerpací páce
$p_1$	[Pa]	tlak v nízkotlaké části systému
$p_2$	[Pa]	tlak ve vysokotlaké části systému
$Q_{\text{odebírané}}$	[J]	odvedené teplo
$Q_{\text{mařené}}$	[J]	mařené teplo
$Q_{\text{vydávané}}$	[J]	vydávané teplo
$Q_{\text{kondenzační}}$	[J]	kondenzační teplo
$Q_{\text{absorpční}}$	[J]	absorpční teplo
$Q_{\text{dodané}}$	[J]	dodané teplo
$Q_{\text{dodávané}}$	[J]	dodávané teplo
$Q_j$	[W]	jmenovitý chladicí výkon
$Q_s$	[kW.h/m <sup>2</sup> ]	průměrná energie dopadající za měsíc
$Q_V$	[W]	tepelný tok výparníkem
$Q_K$	[W]	tepelný tok kondenzátorem
$Q_A$	[W]	tepelný tok absorbérem
$Q_D$	[W]	tepelný tok desorbérem
$Q_{\text{potř}}$	[W]	tepelný výkon potřebný pro absorpční jednotku
$Q_{\text{celk}}$	[kW.h.rok <sup>-1</sup> ]	celková energie zachycená kolektory za rok
$Q_{\text{KOLEKTORŮ}}$	[W]	tepelný výkon kolektorů
$Q_{\text{KOLEKTORŮ,MIN}}$	[W]	minimální potřebný tepelný výkon kolektorů
$Q_{1m^2}$	[W]	tepelný výkon jednoho m <sup>2</sup> kolektorů
$Q_{\text{VĚŽE}}$	[W]	tepelný výkon chladicí věže
$Q_{\text{KOTLE}}$	[W]	tepelný výkon kotle
$q_V$	[kJ/kg]	jednotkový tepelný tok výparníkem
$q_K$	[kJ/kg]	jednotkový tepelný tok kondenzátorem
$q_A$	[kJ/kg]	jednotkový tepelný tok absorbérem
$q_D$	[kJ/kg]	jednotkový tepelný tok desorbérem
$Re$	[-]	Reynoldsovo číslo
$S_1$	[m <sup>2</sup> ]	plocha jednoho kolektoru
$S_P$	[m <sup>2</sup> ]	potřebná plocha kolektorů
$S_d$	[m <sup>2</sup> ]	vnitřní průřez trubky
$S_e$	[m <sup>2</sup> ]	vnější povrch trubek
$S_{\text{KOLEKTORŮ}}$	[m <sup>2</sup> ]	plocha kolektorů
$S_{\text{kol}}$	[m <sup>2</sup> ]	plocha kolektoru solárního systému


$T_1$	[°C]	teplota chladiva vstupujícího do výparníku
$T_1'$	[°C]	teplota chladiva vystupujícího z výparníku
$T_2$	[°C]	teplota chladiva opouštějícího kondenzátor
$T_3$	[°C]	teplota bohatého roztoku opouštějícího absorbér
$T_4$	[°C]	teplota na začátku desorpčního procesu
$T_4'$	[°C]	teplota chladiva opouštějícího desorbér
$T_4''$	[°C]	teplota roztoku opouštějícího mezivýměník
$T_5$	[°C]	teplota chudého roztoku opouštějícího desorbér
$T_6$	[°C]	teplota na začátku absorpčního procesu
$T_K$	[°C]	teplota v kondenzátoru
$\bar{T}_K$	[°C]	střední teplota kondenzátu
$T_V$	[°C]	teplota ve výparníku
$T_{A1}$	[°C]	nejvyšší teplota v absorbéro
$T_{A1}$	[°C]	nejnižší teplota v absorbéro
$T_{D1}$	[°C]	nejnižší teplota v desorbéro
$T_{D2}$	[°C]	nejvyšší teplota v desorbéro
$T_{st}$	[°C]	teplota vnější stěny trubky
$T_{W1}$	[°C]	teplota vody vstupující do výměníku
$T_{W1}$	[°C]	teplota vody vystupující z výměníku
$\Delta T_w$	[°C]	rozdíl teploty vody vstupující/vystupující
$\Delta T_{ln}$	[°C]	střední logaritmický teplotní spád výměníku
$\Delta T$	[°C]	pokles teploty výstupní horké vody v akumulární nádrži
$u_v$	[l/s]	odpařená voda + úlet
$V_{AKU}$	[m <sup>3</sup> ]	objem akumulární nádrže
$w$	[m/s]	rychlost vody v jednotlivých sekcích
$w_{celk}$	[m/s]	celková rychlost vody
$z$	[-]	počet trubek
$z_k$	[-]	počet kolektorů
$\alpha_i$	[W/m <sup>2</sup> .K]	součinitele přestupu tepla na vnitřní straně potrubí
$\alpha_e$	[W/m <sup>2</sup> .K]	součinitele přestupu tepla na vnější straně potrubí
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota

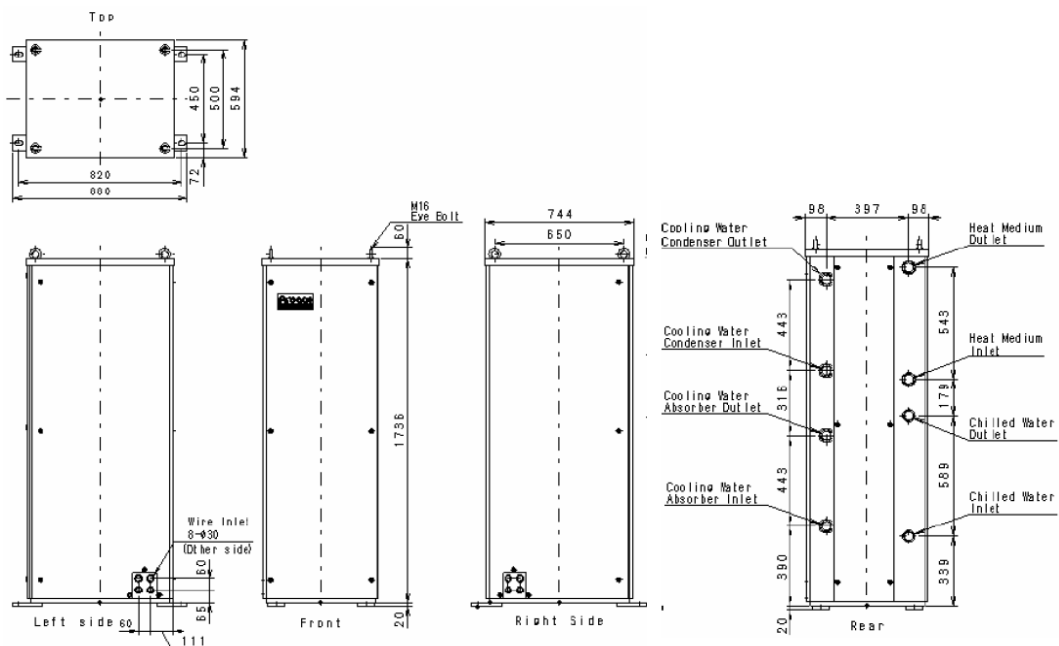
$\rho_k$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota vody pro střední teplotu kondenzátu
$\rho_w$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota vody
$\mu_k$	[Pa.s]	dynamická viskozita vody pro střední teplotu kondenzátu
$\mu_w$	[Pa.s]	dynamická viskozita vody
$\lambda_w$	[W/m.K]	tepelná vodivost vody
$\lambda_k$	[W/m.K]	tepelná vodivost vody pro střední teplotu kondenzátu
$\lambda_{Cu}$	[W/m.K]	tepelná vodivost mědi
$\xi_B$	[kg/kg]	koncentrace bohatého roztoku
$\xi_{CH}$	[kg/kg]	koncentrace chudého roztoku
$\xi$	[kg/kg]	koncentrace chladiva
$\tau$	[s]	doba úplného odstavení kolektorů
$\tau_r$	[hod/rok]	roční doba provozu
$\tau_{rk}$	[hod/rok]	roční doba provozu kotle
$\tau_o$	[rok]	doba odepisování
$\tau_{SPLACENÍ}$	[rok]	doba splacení solárního systému
$\eta_{\check{c}}$	[-]	účinnost čerpadla
$\eta_{kot}$	[-]	účinnost kotle

## 10. Seznam příloh

- [příloha 1] technická data zařízení WFC05  
(absorpční jednotka)
- [příloha 2] technická data zařízení TVAP 008  
(chladicí věž)
- [příloha 3] technická data zařízení BDH  
(absorpční jednotka)
- [příloha 4] technická data zařízení TVAP 038  
(chladicí věž)
- [příloha 5] technická data strojních chladičů vody TAEevo

## [příloha 1]

		<b>Technická data zařízení:</b> WFC05	
		<b>Akce:</b> neznámá	<b>Nabídka:</b> 091/2009-S
<b>Požadované parametry:</b>		<b>Technická specifikace</b>	
Typ zařízení:	teplovodní	Průtok chladená voda:	2,7 m <sup>3</sup> /h
Výkon chlazení:	20 kW	Tlaková ztráta:	52,6 kPa
Teplota chladená voda	7/13,4 °C	Účinnost chlazení COP:	0,68
Teplota chladicí voda:	31,7/27 °C	Průtok topná voda:	2,3 m <sup>3</sup> /h
Teplota topná voda:	82/93 °C	Spotřeba tepla	29,6 kW
Dostupné teplo:	29,6 kW	Tlaková ztráta:	22 kPa
Počet zařízení:	1	Maximální tlak:	0,6 MPa
		Průtok chladicí voda:	9,1 m <sup>3</sup> /h
		Tlaková ztráta:	38,3 kPa
		Odvedené teplo:	49,6 kW
		Příkon:	48 W
		Napájení:	230/50/1 V/Hz/f
		Transportní hmotnost:	365 kg
		Provozní hmotnost:	420 kg

			
<b>Připojení:</b>	Chladicí voda:	DN40	Topná voda: DN40
	Chladená voda:	DN32	Kondenzát: Parovodní stroje


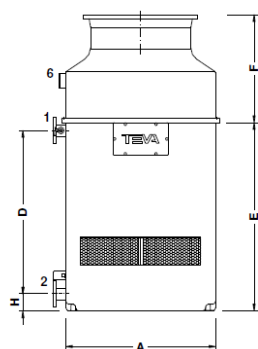
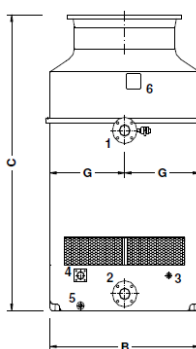
**Základní technický popis zařízení:**

- \* Výměníky chladicí a chladené vody jsou tvořeny tenkostěnnými měděnými trubkami se zaválcovaným koncem do čel trubkovic zaručující naprostou těsnost a pevnost po celou dobu životnosti stroje.
- \* Čerpadla roztoku jsou hermetická, vybavena grafitovými ložisky. Na sání čerpadel jsou instalovány síta se samočisticím efektem. Výkon absorpčního a chladivového čerpadla je řízen frekvenčním měničem.
- \* Všechny teplé a studené povrchy jsou již ve výrobě opatřeny tepelnou izolací odpovídající charakteristiky.
- \* Zařízení se vyznačuje nízkou hlučností, kompaktními rozměry a dlouhou životností
- \* Regulace výkonu je zajišťována pomocí zapínání a vypínání průtoku čerpadla topné vody.
- \* Zařízení je vybaveno mikroprocesorovým řídicím systémem, který zabezpečuje bezporuchový chod.


Dodavatel: SOKRA, s.r.o.			Razítko a podpis:
Vypracoval:	Radek Begeni	Dne: 1.5.2009	

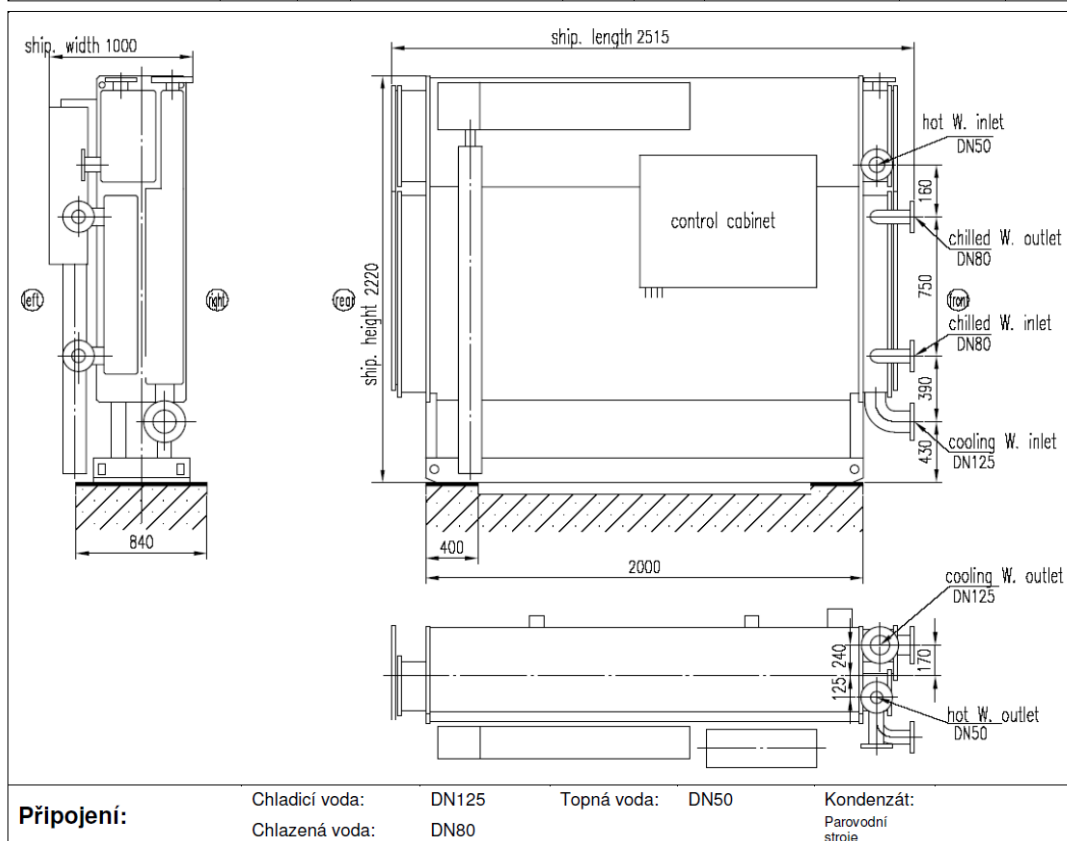
Poznámka: Všechny rozměry jsou uvedeny v mm, výše uvedená data jsou předběžná a budou v případě objednání upřesněna výrobcem zařízení

## [příloha 2]

		<b>Technická data zařízení : TVAP 008</b>		<b>Vs.: 2.09</b>					
<b>Požadované parametry :</b>		<b>Technická charakteristika zařízení:</b>							
Teplota mokrého teploměru: 21,0 °C		Počet ventilátorů/dílů: 1	Typ trysek: 15A						
Vstupní teplota vody: 31,7 °C		Počet a příkon motorů: 1 x 0,37 kW	Tlaková ztráta kapaliny: 37,1 kPa						
VTeplota chlazené vody: 27,0 °C		Průtok vzduchu: 2,1 m3/s	Odpařená voda + úlet: 0,02 l/s						
Průtok vody: 2,52 l/s		Akustický tlak v 15 metrech: 42 dB(A)	Transportní hmotnost: 145 kg						
Výstupní teplota vody:: 49,6 kW			Provozní hmotnost: 345 kg						
Počet věží: 1									
<div><div></div><div></div></div>									
<b>Rozměry:</b>		A	B	C	D	E	F	G	H
		910	910	2010	1165	1400	610	455	125
<b>Připojení:</b>		1. Vstup vody: DN 80 PN 10 2. Výstup vody: DN 80 PN 10		3. Doplnění vody: 3/4" závit 4. Přepad: 1" závit		5. Vypouštění: 3/4" závit			
<b>Technická specifikace:</b>									
<ul style="list-style-type: none"><li>* Část s výměníkem a vana je vytvořena z vysoce kvalitního, sklem vyztuženého, polyesteru (GRP) v jednom kuse bez nutných šroubovaných spojů pro zamezení úniku kapaliny. Polyester je vyztužen tužidlem, které zabezpečuje maximální tvrdost obalu. Vnější povrch je dokončen pružným nátěrem a vnitřní povrch tvrdým vodoodpudivým nátěrem.</li><li>* Vstupní mříž je tvořena tvarovanými vakuovými PVC listy hustě zasazenými do ocelového rámu, který umožní její vysazení a snadný přístup k nádrži. Tento typ sítě zamezuje prostupu slunečního záření, a tím omezuje růst řas a jiných mikroorganismů.</li><li>* Výplň chladič věže je vyrobena z laminárního vakuem formovaného PVC materiálu, který je křížově řazen a slepen dohromady. Zvolená dispozice zvětšuje turbulenci vody i vzduchu, a tak zajistí větší vypařovací efekt. PVC materiál je samozhášecí, bez rizika koroze nebo biologické agrese.</li><li>* Výplň chladič věže je vyztužena profily z nerezové oceli.</li><li>* Ventilátorová komora je vyrobena z vysoce kvalitního, sklem vyztuženého, polyesteru (GRP). Axiální ventilátory s pečlivě vyvážením oběžným kolem a nastavitelným sklonem lopatek pro vysokou aerodynamickou účinnost. Oběžné kolo je formováno ze speciální pryskyřice zesílené skelným vláknem, odolné proti oděru. Hřídel je vyrobena z hliníkových slitin. Oběžné kolo je napřímo napojeno na hřídel elektromotoru, čímž je předjito problémům s přenosem energie.</li><li>* Ochrana síť ventilátor je vyrobeny z galvanicky pokovené oceli.</li><li>* Třífázový elektrický motor Q (IC 418) se nerezovými šrouby a krytím IP55 (EN-60034-4). Napřímo spojen s vrtulí ventilátoru a vybaven vnitřním vyhříváním, které zabrání kondenzaci. Motor je konstruován speciálně pro použití v chladičích věžích.</li><li>* Elektrická rozvodná skříň je na vnější straně chladič věže.</li><li>* Distribuční potrubí cirkulační vody je vyrobeno z pozinkované oceli a rozváděcí potrubí je vyrobeno z PVC (popřípadě z PP pro vyšší teploty kapaliny).</li><li>* Rozstřikovací trysky jsou vyrobeny z pryže a jsou radiálního provedení s průměrem otvoru 15mm.</li><li>* Eliminátory kapek jsou vyrobeny z vakuově tvarovaných PVC listů o speciálním profilu se čtyřmi změnami směru proudu vzduchu. Účinnost eliminátoru je vyšší než 99,999 % zadržených kapek cirkulační vody.</li></ul>									

## [příloha 3]

 <b>BROAD AIR CONDITIONING</b> Absorpční stroje pro chlazení a topení		<b>Technická data zařízení:</b> BDH17X-36/31 -7/14-20 <b>Akce:</b> neznámá <b>Nabídka:</b> 091/2009-S	
<b>Požadované parametry:</b>		<b>Technická specifikace</b>	
Typ zařízení:	teplovodní	Průtok chlazená voda:	24,3 m <sup>3</sup> /h
Výkon chlazení:	200 kW	Tlaková ztráta:	10 kPa
Teplota chlazená voda	7/14 °C	Účinnost chlazení COP:	0,748
Teplota chladicí voda:	31/36 °C	Průtok topná voda:	22,7 m <sup>3</sup> /h
Teplota topná voda:	88/98 °C	Spotřeba tepla	267 kW
Dostupné teplo:	--- kW	Tlaková ztráta:	30 kPa
Počet zařízení:	1	Maximální tlak:	0,8 MPa
		Průtok chladicí voda:	79,5 m <sup>3</sup> /h
		Tlaková ztráta:	57 kPa
		Odvedené teplo:	467 kW
		Příkon:	2,5 kW
		Napájení:	400/50/3 V/Hz/f
		Transportní hmotnost:	3 600 kg
		Provozní hmotnost:	3 800 kg

**Základní technický popis zařízení:**

- \* Výměníky chladicí a chlazené vody jsou tvořeny tenkostěnnými měděnými trubkami se zaválcovaným koncem do čel trubkovic zaručující naprostou těsnost a pevnost po celou dobu životnosti stroje.
- \* Čerpadla roztoku jsou hermetická, vybavena grafitovými ložisky. Na sání čerpadel jsou instalovány síta se samočisticím efektem. Výkon absorpčního a chladivového čerpadla je řízen frekvenčním měničem.
- \* Všechny teplé a studené povrchy jsou již ve výrobě opatřeny tepelnou izolací odpovídající charakteristiky.
- \* Zařízení je vybaveno PLC logikou OMRON, která zabezpečuje bezporuchový chod se vzdáleným dohledem.
- \* Jednotky BROAD jsou dodávány s regulačním ventilem na topné vodě zajišťující regulaci výkonu absorpčního stroje (na výkrese není znázorněn).

Dodavatel: <b>SOKRA, s.r.o.</b>				Razítko a podpis:	
Vypracoval:	Radek Begeni	Dne:	1.5.2009		

Poznámka: Všechny rozměry jsou uvedeny v mm, výše uvedená data jsou předběžná a budou v případě objednání upřesněna výrobcem zařízení

## [příloha 4]

# Technická data zařízení : TVAP 038

Vs.: 2.09

Požadované parametry :	Technická charakteristika zařízení:	
Teplota mokrého teploměru: 21,0 °C	Počet ventilátorů/dílů: 1	Typ trysek: 20C
Vstupní teplota vody: 36,0 °C	Počet a příkon motorů: 1 x 2,2 kW	Tlaková ztráta kapaliny: 33,8 kPa
VTepnota chlazené vody: 31,0 °C	Průtok vzduchu: 9,23 m <sup>3</sup> /s	Odpařená voda + úlet: 0,19 l/s
Průtok vody: 22,31 l/s	Akustický tlak v 15 metrech: 54 dB(A)	Transportní hmotnost: 395 kg
Výstupní teplota vody: 467,0 kW		Provozní hmotnost: 1125 kg
Počet věží: 1		

Rozměry:	A	B	C	D	E	F	G	H
	1510	1810	2625	1450	680	1035	910	130
Připojení:	1. Vstup vody: DN 100 PN 10	2. Výstup vody: DN 100 PN 10	3. Doplnění vody: 3/4" závit	4. Přepad: 1" závit	5. Vypouštění: 3/4" závit			

## Technická specifikace:

- \* Část s výměníkem a vana je vytvořena z vysoce kvalitního, sklem vyztuženého, polyesteru (GRP) v jednom kuse bez nutných šroubovaných spojů pro zamezení úniku kapaliny. Polyester je vyztužen tužidlem, které zabezpečuje maximální tvrdost obalu. Vnější povrch je dokončen pružným nátěrem a vnitřní povrch tvrdým vodooodpudivým nátěrem.
- \* Vstupní mříž je tvořena tvarovanými vakuovými PVC listy hustě zasazenými do ocelového rámu, který umožní její vysazení a snadný přístup k nádrži. Tento typ sítě zamezuje prostupu slunečního záření, a tím omezuje růst řas a jiných mikroorganismů.
- \* Výplň chladič věže je vyrobena z laminárního vakuem formovaného PVC materiálu, který je křížené řazen a slepen dohromady. Zvolená dispozice zvedá turbulenci vody i vzduchu, a tak zajistí větší vypařovací efekt. PVC materiál je samozhášecí, bez rizika koroze nebo biologické agrese.
- \* Výplň chladič věže je vyztužena profily z nerezové oceli.
- \* Ventilátorová komora je vyrobena z vysoce kvalitního, sklem vyztuženého, polyesteru (GRP). Axiální ventilátory s pečlivě vyvážením oběžným kolem a nastavitelným sklonem lopatek pro vysokou aerodynamickou účinnost. Oběžné kolo je formováno ze speciální pryskyřice zesílené skelným vláknem, odolné proti oděru. Hřídel je vyrobena z hliníkových slitin.
- \* Oběžné kolo je napřímo napojeno na hřídel elektromotoru, čímž je předejito problémům s přenosem energie.
- \* Ochrana síť ventilátor je vyrobeny z galvanicky pokovené oceli.
- \* Třífázový elektrický motor Q (IC 418) se nerezovými šrouby a krytím IP55 (EN-60034-4). Napřímo spojen s vrtulí ventilátoru a vybaven vnitřním vyhříváním, které zabrání kondenzaci. Motor je konstruován speciálně pro použití v chladičích věžích.
- \* Elektrická rozvodná skříň je na vnější straně chladič věže.
- \* Distribuční potrubí cirkulační vody je vyrobeno z pozinkované oceli a rozváděcí potrubí je vyrobeno z PVC (popřípadě z PP pro vyšší teploty kapaliny).
- \* Rozstřikovací trysky jsou vyrobeny z pryže a jsou radiálního provedení s průměrem otvoru 15mm.
- \* Eliminátory kapek jsou vyrobeny z vakuově tvarovaných PVC listů o speciálním profilu se čtyřmi změnami směru proudu vzduchu. Účinnosti eliminátoru je vyšší než 99,999 % zadržovaných kapek cirkulační vody.



[příloha 5]

[illegible]